



COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES

Courbevoie. — Imprimerie E. Bernard et Cie, 14, rue de la Station
Bureaux: 29, Quai des Grands-Augustins, Paris.

COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES

PROFESSÉ

A L'ÉCOLE SPÉCIALE DU GÉNIE CIVIL DE GAND

PAR

J. BOULVIN

INGÉNIEUR HONORAIRE DES PONTS ET CHAUSSÉES
ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE D'APPLICATION DU GÉNIE MARITIME DE FRANCE
INGÉNIEUR DES CONSTRUCTIONS MARITIMES DE L'ÉTAT BELGE

8ᵉ FASCICULE

APPAREILS DE LEVAGE
TRANSMISSION DU TRAVAIL A DISTANCE

avec 200 figures dans le texte
et un index alphabétique des matières des 8 fascicules
formant l'ouvrage complet



PARIS
E. BERNARD ET Cie, IMPRIMEURS-ÉDITEURS
29, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 29
1899

ERRATA

		Au lieu de :	lisez :
Page 39	note,	Woolvich	Woolwich
— 66	4ᵉ ligne du haut,	et se dégage	et le dégage
— 70	7ᵉ — du bas,	*ad*	*a' d*
— 102	10ᵉ — du haut,	en raison de la pression	en raison inverse de la pression
— 180	note,	maisen	maison
— 212	note,	*Haudbuch*	*Handbuch*
— 224	équation (2),	$\frac{S - s}{\varpi}$	$\frac{S - s}{\omega}$
— 240	12ᵉ ligne du bas,	tous points	tous les points
Index, — VI	29ᵉ — —	Crompresseurs	Compresseurs.

PREMIÈRE PARTIE

TRANSMISSION ET DISTRIBUTION

DU

TRAVAIL A DISTANCE

PRÉLIMINAIRES

1. — *Nature du problème.* — Nous supposons que la distance à laquelle le travail doit être communiqué dépasse la portée des transmissions ordinaires par arbres munis d'engrenages ou de courroies, laquelle est nécessairement limitée. De plus, nous n'envisageons que les solutions mécaniques, bien que l'électricité soit dans certains cas le meilleur agent de transport et de distribution du travail à longue distance ; ces moyens comprennent les transmissions télédynamiques, l'eau sous pression et l'air comprimé ou raréfié ; on peut y ajouter, dans une mesure restreinte et comme moyens exceptionnels, les canalisations de vapeur ou d'eau surchauffée, distribuant l'énergie formée dans une batterie centrale de générateurs [1].

Ces divers modes s'adaptent plus ou moins bien aux opérateurs à commander; le choix que l'on doit en faire est donc influencé par des considérations parmi lesquelles le rendement mécanique n'est pas toujours le facteur prépondérant.

1. La vapeur et l'eau surchauffée sont employées aux Etats-Unis, mais ne paraissent pas s'y répandre; voir pour la distribution de vapeur de New-York et celle d'eau surchauffée de Boston, la description donnée par M. G. Richard, (*Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, t. II, p. 384).

CHAPITRE PREMIER

Transmissions télédynamiques.

2. — *Notice historique.* — Ferdinand Hirn chercha en 1850 à s'affranchir des inconvénients que présentent les transmissions composées de longues lignes d'arbres; indépendamment des difficultés de pose et du coût de premier établissement, le frottement des coussinets multipliés occasionne une perte de rendement. Moll et Reuleaux calculent que ces frottements absorbent entièrement le travail moteur lorsque la distance de transport atteint deux kilomètres, c'est-à-dire que la limite d'emploi du système s'arrête beaucoup en dessous de ce chiffre. Hirn employa un ruban sans fin en acier passant sur deux poulies en bois de deux mètres de diamètre placées à 80 mètres de distance, pour transmettre une puissance de 12 chevaux à un atelier de tissage dans une usine de Logelbach (Alsace). Ce ruban fonctionnait comme une courroie, sauf que la tension nécessaire pour empêcher le glissement était due au poids du lien plutôt qu'à son élasticité.

Après un service de 18 mois, le ruban, qui avait l'inconvénient de donner prise au vent, fut remplacé par un câble métallique de 5 millimètres de diamètre qui resta en usage pendant longtemps. Les difficultés les plus grandes provenaient des poulies, dont les gorges s'usaient rapidement et qui usaient le câble; ce n'est qu'après beaucoup de tâtonnements qu'on songea à ménager au fond des gorges une rainure en queue d'aronde dans laquelle fut tassée une garniture en cuir.

Les transmissions ainsi disposées se développèrent rapidement; dans une notice publiée en 1862, l'inventeur en cite déjà des centaines d'applications, et notamment les suivantes :

Cornimont (Vosges) . . .	50	chevaux	transmis à	1150	mètres.
Oberursel (Francfort) . . .	100	»	»	966	»
Emmendingen	60	»	»	1200	»
Kaysersberg (Colmar). . .	60	»	»	342	»

Des transmissions très importantes furent bientôt exécutées à Schaf-

LOCALITÉ	Année de l'établissement	Distance totale	Distance maximum des stations	Puissance en chevaux par câble	Vitesse du câble Mètres par seconde	Diamètre des poulies	Tours par minute	Diamètre du câble m/m	Nombre de fils	Diamètre des fils m/m	Puissance totale transmise
Oberursel . .	1861	966.00	120.75	104	22.37	3.75	114.5	16	48	1.80	104
Schaffouse. .	1864	608.70	139.00	250	18.84	4.50	80	27	80	1 85	560
Fribourg . .	1871	765.00	191.00	300	19.00	4.50	81	27	90	1.80	300
dito (secondaire)	—	—	—	20	—	2.13	—	9	42	0.90	—
Bellegarde [1] .	1872	907.00	197.00	315	20.00	5.50	69	—	72	2.15	3200

1. Transformée en partie en transport électrique.

fouse, Fribourg, Bellegarde, etc., par la maison Rieter, de Winterthur, sous la direction de l'ingénieur Ziegler, qui créa des règles presque toujours suivies aujourd'hui pour le calcul des câbles, et perfectionna de nombreux points de détail; on lui doit l'idée de comprimer les câbles au préalable pour éviter l'allongement après la pose, celle de diviser la distance en relais avec câbles séparés, les diverses dispositions de poulies devenues classiques, les garnitures en cuir formées de morceaux en forme de trapèze, découpés à l'emporte-pièce dans de vieilles courroies, et tassés de champ dans les gorges des poulies. Rieter a employé pour la première fois à la transmission de Schaffouse, une travée à deux câbles jumeaux avec un moyen ingénieux pour égaliser leurs tensions.

Le tableau renferme quelques données sur les transmissions les plus connues.

Dans le domaine théorique, il faut surtout citer les travaux de M. H. Léauté, qui a étudié les oscillations auxquelles les câbles donnent lieu lorsque la puissance ou la résistance varient, et qui a donné d'élégantes méthodes de calcul applicables à tous les cas (1).

Étant donnés les progrès de l'électricité, il n'est pas probable que l'on établisse encore à l'avenir des installations complètes pour le transport et la distribution par câbles de la force motrice produite dans une usine centrale (2); mais la transmission télédynamique parait être la meilleure solution lorsqu'il s'agit de distances modérées (30 à 200 mètres), et de forces peu considérables (5 à 100 chevaux), comme c'est souvent le cas lorsqu'il faut actionner par un moteur principal un ou plusieurs ateliers secondaires d'une usine.

3. — *Nature des câbles.* — Les câbles sont composés de six torons au moins, formés chacun de fils enroulés autour d'une âme en chanvre; le centre du câble entre les torons est lui-même rempli par une âme en chanvre (fig. 1). Le nombre des fils dans chaque toron varie beaucoup, sans être inférieur à 6; dans ce qui suit, le diamètre *d* du câble, est

1. *Théorie générale des transmissions par câbles métalliques*, par H. Léauté (Gauthier-Villars, 1881).

Transmissions par câbles métalliques, par H. Léauté et A. Bérard (Encyclopédie scientifique des Aide-mémoire).

2. L'installation importante de Bellegarde était presqu'entièrement transformée en 1897; sur le total de 3.200 chevaux développés aux turbines, 600 seulement étaient encore transmis par câbles, le restant était distribué par courants triphasés. Pour la comparaison entre les résultats obtenus, voir *Engineering*, 1897-1-636 et 701.

celui du cercle circonscrit aux torons, δ est le diamètre des fils, n le nombre de ceux-ci.

Les âmes en chanvre ont pour objet de donner de la souplesse aux câbles, mais dans les premiers temps de la pose, la compression de ces âmes résultant de la tension des brins donne un allongement permanent; on réduit beaucoup cet inconvénient en faisant subir aux câbles avant leur pose une sorte de laminage. Le câble de Fribourg a été réduit par ce moyen de 29,5 à 27 millimètres de diamètre, en subissant un allongement de 0,825 pour cent (Achard).

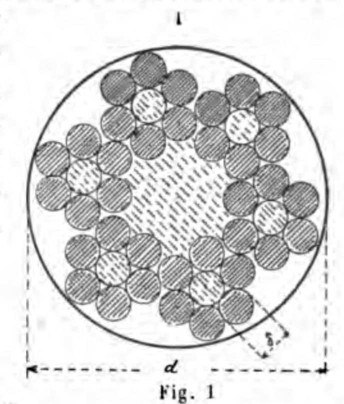


Fig. 1

La section métallique du câble est :

$$\omega = n \frac{\pi}{4} \delta^2$$

et si l'on désigne par p le poids en kilogrammes par mètre courant, on a approximativement pour tous les câbles :

$$\frac{\omega}{p} = 104$$

ω étant exprimé en millimètres carrés.

La tension de sécurité admise au point de plus grande fatigue est de 15 à 18 kilogrammes par millimètre carré pour le fil de fer, et de 30 à 40 kilogrammes pour l'acier fondu; c'est, pour les deux métaux, environ le quart de la charge de la rupture.

4. — *Condition d'adhérence.* — Le câble portant sur la garniture du fond de la gorge (fig. 2), il n'y a pas lieu ici de tenir compte du coincement comme pour les cordes (1er fasc., n° 95), la condition d'adhérence sur chacune des poulies est la même que pour les courroies (1er fasc., n° 97) :

$$(1) \qquad \frac{T}{t} = \mu \overline{\underline{<}} e^{f\alpha}$$

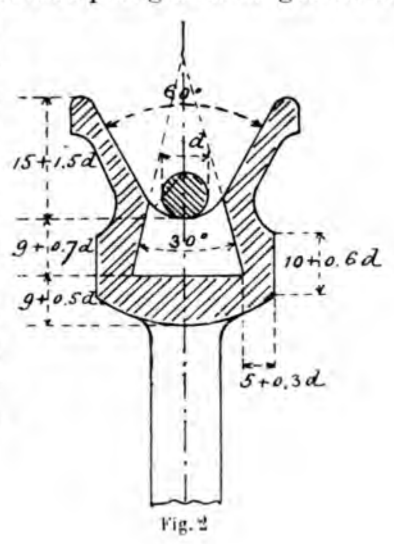


Fig. 2

lorsque la vitesse est assez grande pour que la force centrifuge exerce un effet appréciable, la condition devient (1[er] fasc., n° 101) :

$$(2) \qquad \frac{T - \frac{p}{g} v^2}{t - \frac{p}{g} v^2} = \mu \overline{\overline{<}} e^{f\alpha}$$

On rappelle que dans ces formules, T est la tension du brin conducteur au point où il se détache de la poulie, t est celle du brin conduit au point où il s'enroule, f est le coefficient de frottement du câble sur la garniture, α l'angle embrassé mesuré par le rapport de l'arc de contact au rayon, v est la vitesse du lien en mètres par seconde. On admet d'ordinaire $f = 0.24$; comme l'arc embrassé est très peu inférieur à la demi-circonférence, on a approximativement :

$$e^{f\alpha} = 2$$

D'ailleurs, en appelant Q l'effort à transmettre rapporté à la circonférence des poulies, les résistances passives étant négligées, on a :

$$T - t = Q$$

Pour une même valeur de Q, on établit (1[er] fasc., n° 97), que le minimum de T est obtenu lorsque μ est aussi grand que possible, c'est-à-dire égal à 2, sa limite supérieure.

5. — *Vitesse pour laquelle la puissance transmise est maximum.* — Lorsque la vitesse augmente, la force centrifuge abaisse le rapport des tensions T et t dans la condition d'adhérence (éq. 2); la différence de ces tensions diminue si l'on conserve à T la même valeur, et par conséquent, il en est de même de l'effort circonférentiel transmis; les deux facteurs de la puissance Qv varient donc en sens inverse, et le maximum du produit répond à une certaine vitesse v_M donnée par (1[er] fasc. n° 102) :

$$v_M = \sqrt{\frac{g \tau \omega}{3 p}}$$

τ étant la tension en kilogrammes par millimètre carré qui peut être admise au point où la fatigue est la plus grande. En faisant usage de la valeur donnée plus haut pour $\frac{\omega}{p}$, il vient :

$$v_M = 18{,}4 \sqrt{\tau}$$

Si l'on n'avait pas à tenir compte de la fatigue due à l'incurvation du câble sur la poulie, la valeur de τ serait la tension que l'on peut admettre avec sécurité pour le métal des fils ; il en serait ainsi si les poulies étaient infiniment grandes relativement au [diamètre du fil dont le câble est formé. Pour les courroies ou les cordes en matières textiles, la fatigue d'incurvation est presque nulle, même sur des poulies de petit diamètre, à cause de la faible valeur du coefficient d'élasticité, et l'on n'en tient pas compte.

Lorsqu'on enroule un fil de diamètre δ sur un tambour de rayon r, il subit une flexion uniforme qui détermine dans sa fibre extérieure la tension :

$$\tau_i = \frac{\delta\, E}{2\, r}$$

E étant le coefficient d'élasticité qui peut être pris égal à 20.000. Au point où le brin conducteur du câble est tangent à la poulie, il est soumis à la tension générale T, qui détermine la fatigue τ par millimètre carré de section ; la fatigue totale est donc :

$$\tau_t = \tau + \tau_i$$

C'est la fatigue totale qui est réglée par la résistance du métal. Ainsi, pour $\frac{2r}{\delta} = 2.500$, on aurait :

$$\tau_i = 8 \text{ kilog.}$$

et si l'on adopte pour le fil de fer $\tau_t = 15$, il vient $\tau = 7$, d'où l'on tire :

$$v_M = 48^m,70$$

Pour le fil d'acier où $\tau_t = 30$ et dans les mêmes conditions de diamètres, on aurait $\tau = 22$, et :

$$v_M = 86^m,30$$

Dans la réalité, la vitesse n'est jamais aussi grande ; elle est d'environ 20 mètres pour les transmissions citées précédemment, elle atteint 28 mètres pour un câble monté en 1887 à Gokak (Inde anglaise) par la maison Escher Wyss de Zurich [1]. Diverses raisons pratiques limitent

1. *W. C. Unwin*. Development and Transmission of Power (Londres, 1894) *Engineering*, 1895-2-570.

les vitesses que l'on peut adopter; les poulies sont ordinairement en fonte, et bien que la résistance de ce métal place vers 60 mètres la vitesse à laquelle elles pourraient encore résister à la force centrifuge si elles étaient saines, on se tient en dessous de cette limite pour tenir compte des tensions du retrait. Lorsqu'on donne aux câbles de très grandes vitesses, les irrégularités des gorges ou du câble et celles de l'enduit dont on les garnit pour diminuer l'usure amènent des trépidations qui nuisent à la bonne marche.

A la vitesse de 20 mètres par seconde, la force centrifuge sur les brins enroulés n'est pas négligeable, et il y a lieu d'en tenir compte dans la condition d'adhérence; ainsi, en admettant pour un câble en fer $\tau = 7$ kilogrammes comme ci-dessus, on a :

$$\omega = \frac{T}{\tau}$$

et à cause de la relation qui existe entre le poids p et la section ω :

$$p = \frac{1}{104} \frac{T}{\tau}$$

en donnant à v et τ leurs valeurs numériques, l'équation d'adhérence (2) du n° 4 donne :

$$\frac{T}{t} \leqq 1.89$$

tandis que ce rapport pourrait atteindre 2 si l'on ne tient pas compte de la force centrifuge.

6. — *Remarques sur la tension d'incurvation.* — L'effort circonférentiel transmis a pour mesure :

$$Q = T - t$$

ou, à cause de la relation d'adhérence qui existe entre T et t, et dans laquelle on peut faire $\mu = 2$ (n° 4, éq. (2)) :

$$Q = \frac{1}{2}\left(T - \frac{p}{g}v^2\right)$$

Or, à cause des relations établies au numéro précédent :

$$T = n\pi\frac{\delta^2}{4}\tau = n\pi\frac{\delta^2}{4}\left(\tau_t - \tau_i\right) = n\pi\frac{\delta^2}{4}\left(\tau_t - \frac{\delta E}{2r}\right)$$

d'où, pour la valeur de l'effort transmis, et en tenant compte de la relation entre ω et p :

$$Q=\frac{1}{2}\left[n\,\pi\,\frac{\delta^2}{4}\left(\tau_t-\frac{\delta\,E}{2\,r}-\frac{v^2}{104\,g}\right)\right]$$

Lorsque, pour une valeur de r donnée, δ varie, Q passe par différentes valeurs, dont la plus grande est fournie par :

$$\frac{d\,Q}{d\,\delta}=o$$

d'où l'on déduit :

$$\frac{\delta}{r}=\frac{4}{3\,E}\left(\tau_t-\frac{v^2}{104\,g}\right)$$

Le dernier terme a peu d'influence sur le résultat, il peut être supprimé, et l'on a :

$$\frac{\delta}{r}=\frac{4\,\tau_t}{3\,E}$$

Pour le fer, avec $\tau_t=15$, on a

$$\frac{\delta}{r}=\frac{1}{1000}$$

Pour l'acier, $\tau_t=30$, et :

$$\frac{\delta}{r}=\frac{1}{500}$$

Cette condition revient à dire que si le diamètre des poulies est donné et égal au maximum admissible pour des raisons de construction, le câble qui permet de transmettre le plus grand effort circonférentiel doit être composé de fils dont le diamètre est le millième du rayon de la poulie, s'il est en fer, et de fils deux fois plus gros s'il est en acier. Si ce rapport est observé, la fatigue due à l'incurvation atteint les 2/3 de la force élastique totale, la fatigue due à la tension T seule n'est que le tiers restant.

Si l'on prend des fils plus fins que ceux donnés par la condition précédente, la tension d'incurvation diminuant, une plus grande portion de leur résistance pourra être utilisée pour supporter la traction T, mais la réduction de section fait plus que compenser cet effet. Il est vrai qu'on peut augmenter le nombre de fils et relever ainsi la valeur

de l'effort circonférentiel transmis; les câbles avantageux seraient donc composés d'un grand nombre de fils très fins, mais une limite pratique est bientôt atteinte dans cette voie, le cordage étant sérieusement détérioré lorsque l'usure des couches superficielles entame une certaine fraction de l'épaisseur des fils; les câbles à fils gros peuvent être maintenus plus longtemps en service; le diamètre des fils ne doit pas descendre en dessous de 1,5 millimètre, sauf dans des cas spéciaux. Dans les grandes transmissions, les câbles durent généralement deux ans, leur renouvellement entraine une forte dépense.

Il résulte de ces remarques que la question de maximum ci-dessus envisagée, à laquelle certains auteurs attribuent de l'importance, n'a pas grand intérêt pratique, étant donné surtout qu'on peut faire varier le nombre de fils dans de notables proportions. La seule règle à suivre consiste, si l'on se donne le diamètre du fil, à adopter des poulies aussi grandes que possible, et si le diamètre des poulies est imposé, à choisir des fils aussi minces que le permet la condition d'usure. Ces dimensions une fois arrêtées, il est possible de déterminer la fatigue d'incurvation et d'en déduire la résistance disponible pour la traction.

7. — *Forme des brins.* — Il est suffisamment exact, pour la plupart des problèmes qui se présentent, de substituer à la chaînette, qui serait la forme d'équilibre d'un câble immobile, de section uniforme et parfaitement flexible, une courbe ***parabolique***, qui suppose le poids uniformément réparti suivant la projection horizontale. Avec les valeurs habituelles de la flèche relative, la corde diffère assez peu de l'arc, et l'on peut admettre que le poids par unité de longueur de la projection est le poids réel du câble par mètre courant.

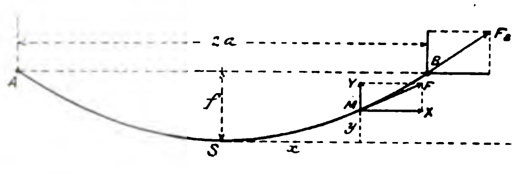


Fig. 3

Supposons qu'un brin soit librement suspendu entre deux points fixes A et B (fig. 3), placés au même niveau à la distance $2a$. Soient x, y, les coordonnées d'un point M quelconque par rapport aux axes passant par

le sommet S, X et Y, les composantes de la tension F en ce point. On aura, en exprimant l'équilibre du tronçon SM :

(1) $$Y = px$$

(2) $$X = \frac{1}{2} p \frac{x^2}{y}$$

Comme la tension doit être tangente à la courbe d'équilibre en chaque point, on a :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{Y}{X}$$

ou, à cause des valeurs trouvées :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{2y}{x}$$

relation qui caractérise la parabole et qui donne par l'intégration :

$$y = Cx^2$$

En exprimant que la courbe passe par le point B, c'est-à-dire que la flèche f est donnée, l'équation devient :

$$y = \frac{f}{a^2} x^2$$

La composante X de la tension est constante, et a pour valeur :

$$X = p \frac{a^2}{2f}$$

La tension au point M s'obtient par ses deux composantes, et vaut :

$$F = p \frac{a^2}{2f} \sqrt{1 + 4 \frac{f^2 x^2}{a^4}}$$

Au point de suspension, où elle est maximum, la tension devient :

$$F_{B'} = p \frac{a^2}{2f} \sqrt{1 + 4 \frac{f^2}{a^2}}$$

Dans tous les cas où la flèche relative $\frac{f}{2a}$ est faible, on peut négliger le dernier terme, et l'on voit que la tension au point de suspension varie en raison inverse de la flèche.

On peut toujours déterminer la flèche qui correspond à un état donné de fatigue du câble au point de suspension, car soient ω la section et τ la

tension par millimètre carré, on aura, si l'on néglige le dernier terme :

$$\tau \omega = p \frac{a^2}{2f}$$

qui, avec le rapport admis entre ω et p (n° 3) donne :

$$f = \frac{a^2}{208 \tau}$$

La flèche ainsi trouvée est indépendante de la section du câble, elle augmente comme le carré de la portée. Si l'on adopte $\tau = 7$, on trouve :

Pour les portées de . . .	50^m	100^m	150^m	200^m
Les flèches de.	0.43	1.72	3.86	6.87

Pour réaliser une transmission, il faut toujours que le brin conduit soit moins tendu que l'autre, et par conséquent que sa flèche soit plus grande; pour éviter que le brin inférieur ne traîne sur le sol, on est obligé de surélever les poulies, et cette condition limite à 130 mètres environ la portée pratique adoptée, même avec des câbles en acier, qui admettent une fatigue plus grande, et par conséquent une valeur de a supérieure à flèche égale.

8. — *Longueur des brins* — Le développement de l'arc de la parabole est donné, lorsqu'on s'arrête au second terme de son développement en série, ce qui fournit une approximation suffisante, par l'équation :

$$\lambda = 2\, a \left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{f}{a}\right)^2\right]$$

Lorsque les poulies ne sont sollicitées que par le câble, c'est-à-dire si l'on supprime toute action motrice ou résistante, comme au moment de la pose, les tensions s'égalisent dans les deux brins, et ceux-ci prennent la même flèche, qui ne dépend que de la longueur initiale du câble. Lorsque la transmission fonctionne, le brin conducteur se tend et sa flèche diminue, l'inverse a lieu pour le brin conduit; la longueur totale du câble ne subit qu'un changement négligeable par suite du nouveau régime des tensions. Cette condition permet de déterminer la longueur à donner au câble ou la flèche de pose.

9. — *Tension dans le câble en mouvement.* — Si l'on suppose que le câble, de faible flèche relative, est animé d'un mouvement uniforme, les points A et B (fig. 4) devenant les points de contact avec les poulies, la

force centrifuge s'exerce sur chaque élément suivant une direction normale à l'arc; entre les points A et B, celui-ci peut-être assimilé à un arc de cercle; aux deux extrémités du brin se développent les tensions

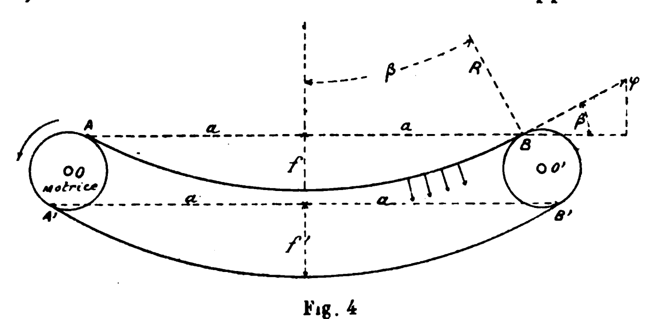


Fig. 4

supplémentaires nécessaires pour équilibrer la force centrifuge, et si l'on désigne par v la vitesse linéaire du câble, par R le rayon de l'arc AB, on a :

$$\varphi \sin \beta = \frac{p}{g} \frac{v^2}{R} a$$

ou, puisque

$$a = R \sin \beta$$

$$\varphi = \frac{p}{g} v^2$$

La force centrifuge a donc pour effet de développer en chaque point du câble, aussi bien dans le brin conduit que dans le brin conducteur, une tension uniforme égale à celle qui vient d'être calculée; cette tension ne dépend pas du rayon R, elle se développe donc avec la même intensité sur la partie du câble en contact avec les poulies.

En appelant T la tension au point B qui serait due au poids seul dans le câble au repos, on voit que dans le brin en mouvement ayant la même flèche, la tension au point B sera :

$$T_1 = T + \frac{p}{g} v^2$$

10. — *Formules de M. Léauté.* — M. Léauté a donné aux diverses relations qui régissent les transmissions télédynamiques une forme commode pour les calculs en partant des flèches des brins.

Remarquons d'abord que les flèches ainsi que les rayons des poulies étant toujours très petits relativement à la portée, nous pouvons considérer les points de contact AA' ainsi que BB' (fig. 4) comme se trouvant

deux à deux sur le même diamètre vertical passant par le centre de la poulie correspondante ; pour chacun des brins, la distance A B ou A' B' sera prise égale à la distance des centres OO', et nous continuerons à désigner celle-ci par $2a$.

Soient :

f la flèche de brin conducteur lorsque la transmission fonctionne, O étant la poulie motrice.

f' la flèche du brin conduit.

k le rapport de ces flèches.

f_0 la flèche commune des brins au repos.

$m = \frac{f_0}{2a}$ la flèche relative des brins au repos.

La longueur du câble étant invariable, on a, en calculant cette longueur par l'expression donnée au n° 8, l'équation de condition :

$$f^2 + f'^2 = 2f_0^2$$

d'où l'on tire, en introduisant les rapports k et m définis ci-dessus :

$$f = 2am\sqrt{\frac{2}{1+k^2}}$$

$$f' = 2amk\sqrt{\frac{2}{1+k^2}}$$

Les tensions aux points de contact dues au poids seul, lorsque les flèches relatives, sont faibles ont pour valeur (n° 7) :

$$T = p\frac{a^2}{2f}$$

$$t = p\frac{a^2}{2f'}$$

ou, en introduisant dans ces tensions les valeurs des flèches :

$$T = \frac{pa}{4m}\sqrt{\frac{1+k^2}{2}}$$

$$t = \frac{pa}{4mk}\sqrt{\frac{1+k^2}{2}}$$

Pour avoir les tensions totales, il faut ajouter à ces valeurs le terme

dû à la force centrifuge (n° 9), on obtient ainsi :

$$T_1 = T + \frac{p}{g} v^2$$

$$t_1 = t + \frac{p}{g} v^2$$

L'effort circonférentiel Q en fonction de la puissance en chevaux N et de la vitesse du brin est :

$$Q = \frac{75\ N}{v}$$

Il est égal à $T_1 - t_1$ ou $T - t$, ce qui donne l'équation :

$$(1) \qquad p = \frac{300\, m\, N}{v\, a} \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{k}\right)\sqrt{\frac{1+k^2}{2}}}$$

La condition d'adhérence serait ici, entre les tensions totales :

$$\frac{T_1 - \frac{p}{g} v^2}{t_1 - \frac{p}{g} v^2} \leqq e^{f\alpha}$$

ou, plus simplement, entre les tensions dues aux poids :

$$\frac{T}{t} \leqq e^{f\alpha}$$

et l'on sait que cette valeur ne peut descendre en dessous de 2 dans les conditions ordinaires.

En comparant les valeurs des tensions données plus haut en fonction des flèches, on a :

$$\frac{T}{t} = \frac{f'}{f} = k$$

Ainsi k lui-même ne pourra être inférieur à 2 ; quant au rapport entre les tensions totales T_1 et t_1, il sera nécessairement plus faible.

On peut enfin, connaissant le rapport entre la section métallique du câble ω, et son poids p par mètre courant (rapport qui peut être pris, comme nous l'avons vu, égal à 104), trouver la fatigue due à la tension totale T_1 :

$$\tau = \frac{a}{416\, m} \sqrt{\frac{1+k^2}{2}} + \frac{v^2}{104\, g}$$

La fatigue totale du câble au point d'enroulement sur la poulie motrice s'obtient en ajoutant à cette valeur la tension d'incurvation τ_i (n° 5) :

$$(2) \qquad \tau_t = \tau + \tau_i = \frac{a}{416\,m}\sqrt{\frac{1+k^2}{2}} + \frac{v^2}{104\,g} + \frac{\delta\,E}{2\,r}$$

Il résulte de ce qui précède que, pour un câble neuf, il faut prendre k inférieur à 2, sinon, comme les flèches augmentent par suite de l'allongement, la condition du glissement ne serait plus satisfaite, à moins que f et f' ne puissent augmenter dans le même rapport ; mais T et t diminuant de la même manière, il en serait de même de leur différence et l'effort transmis diminuerait aussi.

L'abaissement de la valeur de k dans le calcul d'établissement équivaut à donner une réserve de tension ; lorsque le câble s'allonge, la flèche relative au repos m augmente, et pour que la transmission reste possible avec le même câble, l'équation (1) montre que k doit augmenter. Si l'on admet que m peut augmenter dans le rapport de 1 à 1,2 par suite de l'allongement, on trouve que k s'élève dans le rapport de 1,8 à 2.

Cette théorie s'applique encore avec une approximation suffisante au cas où les centres des poulies sont sur une ligne faiblement inclinée.

11. — *Application.* — Soient :

$2\,a = 130$ mètres. $\quad v = 20$ mètres. $\quad N = 160$ chevaux.

Adoptons

$$m = \frac{1}{40} \qquad \text{avec } k = 1.8$$

Il vient, en résolvant l'équation (1) :

$$p = 1^k,426$$

Les diverses relations données au numéro précédent fournissent :

$$f_o = 2\,a\,m = 3^m,25$$
$$f = 2^m,23$$
$$f' = 4^m,01$$
$$\tau_t = 9^k,2 + 0,4 + \frac{\delta\,E}{2r}$$

Admettons, pour un câble en fil de fer, $\tau_t = 18$ kilogrammes, la por-

tion de la résistance disponible pour équilibrer la fatigue d'incurvation sera :

$$\frac{\delta E}{2r} = 8.4$$

d'où :

$$\frac{2r}{\delta} = 2381$$

Si l'on adopte des poulies de $4^m,500$ de diamètre, on pourra prendre des fils de 1,9 millimètre de diamètre.

On a d'ailleurs :

$$\omega = 104\,p = 148 \text{ millimètres carrés.}$$

Une section de 54 fils répartis en 9 torons de 6 fils chacun conviendra; elle aurait 22 à 23 millimètres de diamètre circonscrit.

Lorsque, par suite de l'allongement du câble, k atteindra sa valeur limite égale à 2, m s'étant lui-même élevé de 20 %, les flèches deviendront :

$$f_0 = 3.90 \qquad f = 2.46 \qquad f' = 4.92$$

et la fatigue sera réduite à

$$\tau_t = 17.2 \text{ kilogrammes.}$$

N.-B. — Dans une transmission importante comme celle qui fait l'objet de ce calcul, on n'hésite pas à donner aux poulies le plus grand diamètre possible, le câble descend alors ordinairement assez bas et coupe le passage sur une étendue plus ou moins grande. Lorsqu'il s'agit, au contraire, de transmissions secondaires établies dans les usines, il peut être désirable de relever suffisamment le brin inférieur pour que le passage ne soit pas interrompu ; comme les axes ne peuvent eux-mêmes être relevés au-dessus du niveau des transmissions, on est souvent obligé de réduire le diamètre des poulies ; dans ce cas, l'emploi de l'acier permet d'adopter une tension d'incurvation beaucoup plus grande.

12. — *Cas d'une transmission inclinée.* — Considérons le câble suspendu aux points A et B (fig. 5) à des niveaux différents, et séparés par la distance horizontale D. Les tensions aux deux extrémités T_A, T_B, ont des composantes horizontales égales et de sens contraire ; les compo-

santes verticales de ces tensions sont telles que leur différence est égale au poids du brin. Toutefois, à raison de l'inclinaison, on ne pourra plus supposer ici que le poids par unité de longueur de la projection horizontale est égal au poids du câble par mètre courant ; on arrivera à un

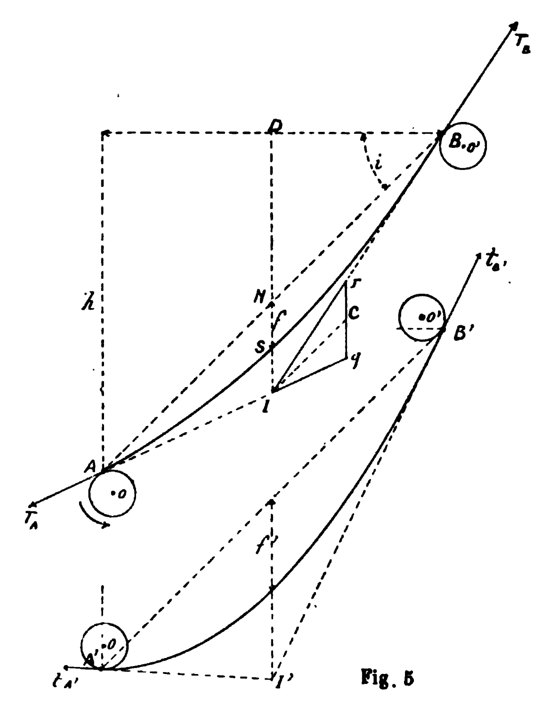


Fig. 5

résultat beaucoup plus exact en supposant que le poids du tronçon est celui de la corde AB, et en le répartissant sur la projection horizontale, ce qui donnera par mètre de projection le poids :

$$\frac{p}{\cos i}$$

Les tensions T_A et T_B prolongées se coupent en I sur la verticale menée au milieu de la portée, et d'après les propriétés de la parabole :

$$IN = 2\,NS$$

NS est la flèche f comptée verticalement.

Si l'on transporte en I les deux tensions T_A, T_B, on formera le triangle Iqr, dans lequel le côté rq est vertical et représente le poids du câble ;

la ligne IC menée parallèlement à la corde AB coupe rq en deux parties égales. On tire facilement des deux triangles semblables ANI et ICq la relation :

(1) $$T_A = \frac{pD}{4\cos i}\frac{IA}{f}$$

et l'on a de même :

(2) $$T_B = \frac{pD}{4\cos i}\frac{IB}{f}$$

Ces deux tensions diminuent lorsque la flèche augmente, mais dans une mesure inégale, à cause de la variation de IA et IB.

Nous pouvons supposer que AB se rapporte au brin conducteur, la poulie motrice étant O ; en raisonnant de même pour le brin conduit A'B', on a pour la tension aux deux extrémités de ce brin :

(3) $$t_{A'} = \frac{pD}{4\cos i}\frac{I'A'}{f'}$$

(4) $$t_{B'} = \frac{pD}{4\cos i}\frac{I'B'}{f'}$$

Des quatre relations ci-dessus, nous tirons :

$$\frac{T_A}{t_{A'}} = \frac{IA}{I'A'}\frac{f'}{f}$$

$$\frac{T_B}{t_{B'}} = \frac{IB}{I'B'}\frac{f'}{f}$$

Le rapport $\frac{IB}{I'B'}$ est toujours plus petit que l'unité, l'inverse a lieu généralement pour $\frac{IA}{I'A'}$; on a donc :

$$\frac{T_B}{t_{B'}} < \frac{T_A}{t_{A'}}$$

Les tensions ci-dessus envisagées sont celles qui seraient dues au poids seul du câble; pour obtenir les tensions totales, il faut ajouter à chaque extrémité des brins la composante due à l'action de la force centrifuge.

Dans la condition d'adhérence sur chacune des poulies n'interviennent que les tensions partielles dues au poids, comme nous l'avons vu au

n° 10; c'est donc sur la poulie inférieure que le glissement est le plus à craindre, et l'on devra faire :

$$\frac{T_A}{t_{A'}} \leqq 2$$

Si l'on peut considérer le rapport $\frac{IA}{I'A'}$ comme peu inférieur à l'unité, la condition ci-dessus revient à poser :

$$\frac{f'}{f} \overline{<} 2$$

Au lieu d'adopter la valeur limite, ce qui obligerait à raccourcir le câble peu de temps après la pose, on posera :

$$\frac{f'}{f} = k$$

k étant par exemple égal à 1,80.

On a, en suivant la même marche qu'au n° 10 :

$$T_A - t_{A'} = \frac{75\ N}{v}$$

La longueur des brins s'évalue en fonction des flèches mesurées verticalement au milieu de la portée ; si f_0 est la flèche au repos, on a :

$$\lambda = \frac{D}{\cos i} + \frac{8}{3}\frac{f_0^2}{D}\cos^3 i$$

expression que l'on tire facilement de celle donnée au n° 8.

L'invariabilité de longueur du câble donne l'équation de condition :

$$f^2 + f'^2 = 2 f_0^2$$

Si l'on appelle m la flèche relative au repos, on a :

$$\frac{f_0}{D} = m$$

d'où :

$$f = D\,m\sqrt{\frac{2}{1+k^2}} \qquad f' = D\,m\,k\sqrt{\frac{2}{1+k^2}}$$

et :

(5) $$p = \frac{300\ m\ N}{v}\cos i\,\frac{1}{\left(I\,A - \frac{I'\,A'}{k}\right)\sqrt{\frac{1+k^2}{2}}}$$

Cette valeur remplace pour la transmission inclinée l'équation (1) du n° 10; les longueurs IA, l'A' qui figurent au dénominateur seront d'abord déterminées par la connaissance des flèches f et f' ; il sera bon d'ailleurs de dessiner la figure des câbles et de s'assurer si la condition d'adhérence est satisfaite avec une marge suffisante et non exagérée.

13. — *Observations diverses.* — Pour une distance donnée à franchir, le poids p du câble par mètre courant est proportionnel à la flèche relative au repos, mais la fatigue due au poids seul varie exactement en sens inverse (n° 10, éq. (1) et (2)). On peut cependant réduire les flèches en abaissant la valeur de k de manière à ce que la condition d'adhérence soit surabondamment satisfaite, il suffit dans l'équation (2) rappelée ici de maintenir la fatigue du câble constante en agissant sur k; l'équation (1) du n° 10 donnera alors un poids de câble plus fort. En diminuant les flèches, on limite les oscillations ; cette considération est importante lorsque l'effort à transmettre varie, mais la tension est alors beaucoup plus affectée par les changements de longueur dus aux variations de température et à l'humidité, celle-ci agissant sur les âmes en chanvre.

Inversement, si l'on augmente la flèche relative, on augmente le poids du câble, mais la fatigue due au poids mort diminue, et on a la faculté d'augmenter la tension due à l'incurvation, soit que l'on adopte des poulies plus petites ou des fils plus gros.

Une autre considération peut avoir de l'influence sur le dispositif adopté, c'est celle des épissures. Lorsqu'il faut raccourcir le câble, on ne peut en retrancher moins de 0m,10 à 0m,30 (Léauté et Bérard, pp. 56 à 72); la variation de tension qui résulte du raccourcissement est d'autant plus forte que la flèche est plus faible. La jonction par agrafes de Piat (fig. 6) résout cette difficulté, mais elle n'est applicable que jusqu'à

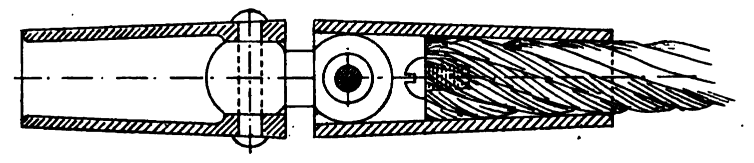


Fig. 6

16 millimètres de diamètre au plus. Les agrafes ne peuvent passer que sur de grandes poulies, le câble fatigue à sa sortie des manchons; les raccourcissements retranchent heureusement la partie endommagée

jusqu'au moment où l'allongement ne se produit plus. On conserve après cela la ressource d'intercaler une pièce intermédiaire de $0^{m},50$ de longueur entre deux agrafes. Ce mode de jonction ne demande pas comme les épissures un personnel spécial.

14. — *Disposition des câbles et des poulies.* — Pour les transmissions d'une seule portée, on peut employer l'une ou l'autre des dispositions de la figure 7, qui diffèrent par la position donnée au brin conducteur ;

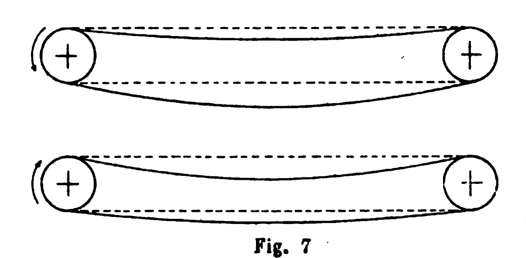


Fig. 7

lorsque celui-ci est en dessous, on peut bénéficier pour la hauteur des supports de la moindre flèche qu'il présente. Toutefois, avec de grandes portées, et par suite de l'allongement, le brin supérieur pourrait arriver à toucher l'autre lorsqu'on emploie la seconde disposition.

Lorsque la distance à franchir dépasse la portée d'une seule travée, une première solution consiste à prendre un câble continu avec poulies de support sous les deux brins, celles-ci étant espacées de 100 à 150 mètres (fig. 8) ; sous le brin conducteur, les poulies doivent être aussi grandes

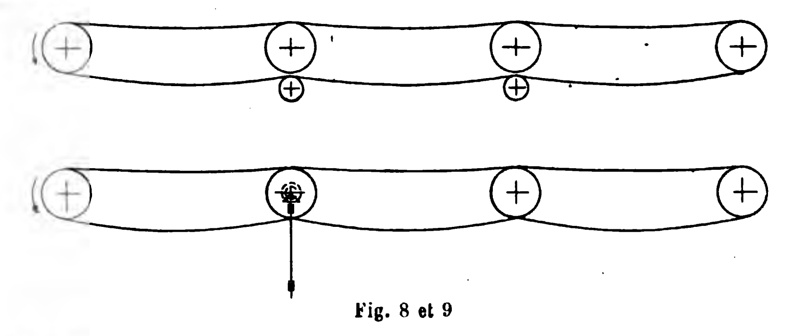


Fig. 8 et 9

que les poulies motrices, mais elles peuvent être plus petites sous le brin conduit, dont la tension est moins grande et qui admet par conséquent une incurvation plus forte sans que la fatigue totale dépasse la limite de résistance du métal.

Le calcul du câble sera fait ici pour une seule travée.

Plus souvent aujourd'hui on partage la distance à franchir en un certain nombre de relais (fig. 9); les poulies intermédiaires sont à double gorge, et les câbles des relais successifs sont séparés. En adoptant des relais égaux, il est possible de n'avoir qu'un câble de rechange pour parer aux accidents. Ce système, employé dans les grandes transmissions, permet d'emprunter à chacun des arbres une partie de la force motrice à distribuer ; cette dérivation se fait par arbres et roues coniques (fig. 9), ou au moyen de poulies d'angles (fig. 10) [1].

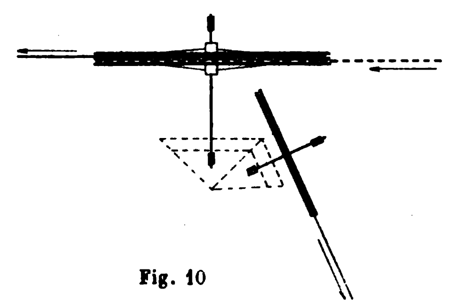


Fig. 10

Les supports sont en maçonnerie ou en charpentes métalliques ; ce sont des constructions importantes qui doivent résister, pour les poulies extrêmes, à la traction des deux brins ; il en est de même des supports intermédiaires dans le cas des câbles discontinus, parce qu'on doit se mettre dans l'hypothèse où l'un des câbles viendrait à se rompre ou à quitter la gorge. Les paliers doivent être suffisamment ancrés pour résister aux efforts horizontaux [2].

Les poulies sont entièrement en fonte, ou à jante et moyeu en fonte avec bras en fer disposés suivant deux cônes ; la raideur transversale doit être suffisante pour résister aux oscillations latérales. La figure 2 *ante* représente la section de la gorge proportionnée d'après Reuleaux, la figure 11 est la section d'une jante à deux gorges d'après le même auteur ; dans ces poulies, la garniture est constituée au moyen de morceaux de cuir tassés de champ. La figure 12 est la section adoptée par la Société « le Phénix » pour de petites transmissions ne dépassant pas 50 mètres de portée, la garniture est en liège.

1. Reuleaux (*Constructeur*, 3e édition française) a indiqué un dispositif nouveau et ingénieux de câble continu, qui diminue de beaucoup l'importance des poulies de support et des piliers de station.

2. Voir dans *le Constructeur*, par Reuleaux, la description des piliers métalliques établis à Zurich pour l'une des grandes transmissions les plus récentes.

Aux généralités déjà données sur les câbles, nous ajouterons les renseignements suivants (1) :

Les câbles en fil d'acier fondu supportent 120 à 140 kilogrammes à la rupture. Outre l'avantage qu'ils présentent d'admettre un taux de travail beaucoup plus élevé, ils prennent un allongement moins grand que les câbles en fil de fer; quand la portée est grande, et que la contraction due

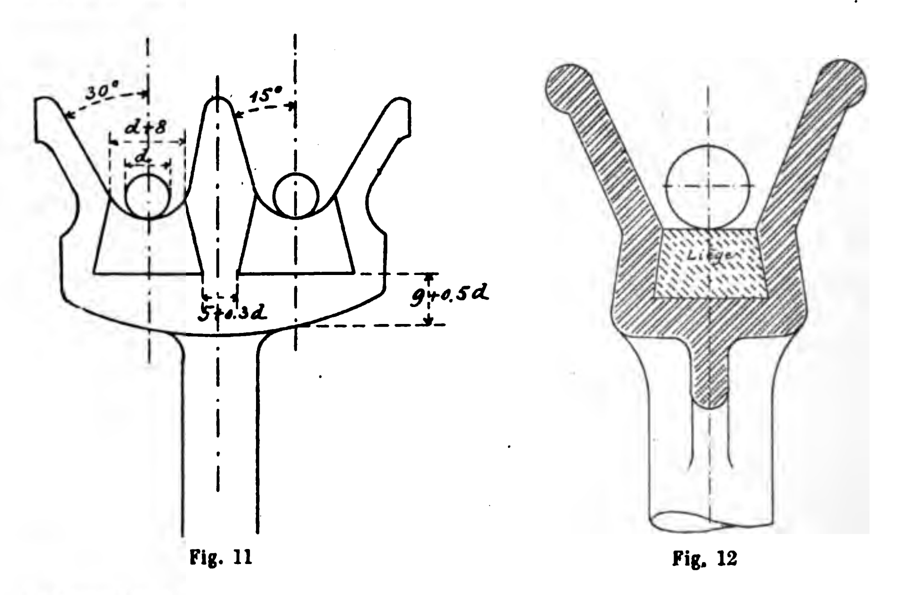


Fig. 11 Fig. 12

à l'humidité est à craindre par suite de la faible flèche relative adoptée, MM. Vertongen suppriment le chanvre, le câble est entièrement métallique ; ces industriels conseillent l'emploi de torons à âme métallique, le fil droit servant d'âme est recuit afin d'être susceptible d'allongement. Leurs cordages de transmission répondent aux formules suivantes, dans lesquelles les notations d, δ, n, p et ω représentent comme précédemment le diamètre du câble, le diamètre et le nombre des fils, le poids en kilogrammes par mètre courant, et la section en millimètres carrés.

a. — Câbles de 42 fils formés de 6 torons de 7 fils dont un fil pour l'âme

1. Ces renseignements nous ont été obligeamment fournis par la maison Vertongen ; nous avons déjà donné dans le 1er fascicule (nos 44 et 46) les particularités relatives aux câbles de levage et aux cordages en chanvre de cette maison.

du toron, tandis que l'âme centrale du câble est en chanvre (fig. 13) :

$$n = \frac{143\,p}{\delta^2} \qquad \frac{\omega}{p} = 112 \qquad \frac{d}{\delta} = 9$$

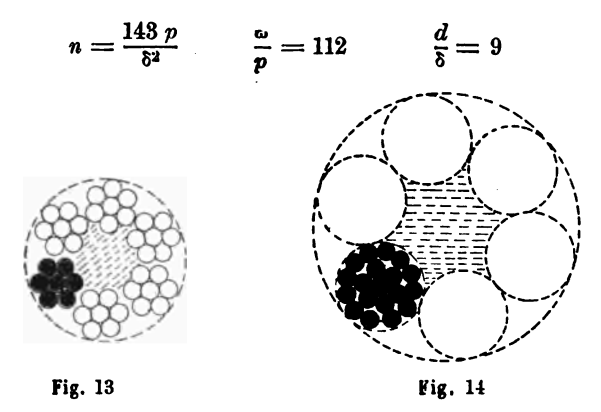


Fig. 13 Fig. 14

b. — Câbles à torons de deux couches comportant six torons de 19 fils sur âme centrale en chanvre, l'âme des torons étant formée par un fil (fig. 14) :

$$n = \frac{133\,p}{\delta^2} \qquad \frac{\omega}{p} = 104 \qquad \frac{d}{\delta} = 15$$

c. — Grelins :

$$n = \frac{118\,p}{\delta^2} \qquad \frac{\omega}{p} = 92.5$$

Les câbles dont l'emploi est le plus usuel sont ceux renseignés sous les lettres **a** et **b**.

On fabrique des câbles de composition appropriée à des cas spéciaux ; ainsi, lorsque les poulies sont forcément petites, on multiplie le nombre des fils en diminuant le diamètre, qui descend jusqu'à trois quarts de millimètre.

15. — *Rendement des transmissions par câbles.* — Le rendement est affecté par les résistances passives, qui comprennent surtout le frottement des tourillons, la raideur, et le frottement latéral dû aux oscillations. La perte spéciale due à l'allongement élastique, qui joue un certain rôle dans les courroies (V. 1er fasc. n° 105), est ici tout à fait négligeable.

La résistance à la raideur doit évidemment différer d'après la composition du câble. Les expressions qui en ont été données dans le premier fascicule (45) conduisent aux moments additionnels suivants (même fascicule, n° 42) :

Câbles en fil de fer : $M = (1 + 0.0016\ Q)\ p$
» en fil d'acier : $M = (1.75 + 0.0016\ Q)\ p$
» lubrifiés : $M = (0.95 + 0.00105\ Q)\ p$

Dans ces formules, Q est la tension du brin qui s'enroule, p est le poids par mètre courant, M est le moment en kilogrammètres à appliquer à la poulie pour vaincre la raideur.

Si l'on suppose qu'il s'agisse d'une seule travée, Q sera remplacé sur la poulie motrice par la tension du brin conducteur au point d'enroulement, y compris l'action de la force centrifuge ; sur la poulie commandée, Q devra être remplacé par la tension du brin conduit; ces actions ont été désignées respectivement par T_1 et t_1 au numéro 10. La somme des travaux absorbés par seconde par suite de la raideur serait ainsi, pour un câble lubrifié :

$$p \frac{v}{r} \left[1.90 + 0.00105\,(T_1 + t_1) \right]$$

r désignant le rayon de la poulie.

Cette expression peut être comparée au travail transmis dans le même temps à la poulie d'origine, ou $(T_1 - t_1)v$; il vient ainsi pour la perte relative due à la raideur seule, U désignant le rendement :

$$1 - U = \frac{p}{r} \; \frac{1.90 + 0.00105\,(T_1 + t_1)}{T_1 - t_1}$$

Si on prend les valeurs de p, T_1 et t_1 dans la théorie du n° 10 en faisant $k = 2$ et en négligeant l'action assez faible de la force centrifuge lorsque la vitesse n'est que d'environ 20 mètres, on obtient l'expression :

$$1 - U = \frac{m}{a\,r} \left(9.6 + 1.2 \frac{N}{v} \right)$$

La perte *relative* augmente avec la puissance transmise et avec la flèche relative, elle diminue avec la portée, avec la vitesse linéaire, et avec le rayon des poulies. Cette loi ne mérite évidemment que le degré de confiance qu'on peut accorder aux expressions de la raideur, tirées pour les câbles métalliques d'expériences encore plus rares que pour les cordages en chanvre.

Pour la transmission calculée au n° 11, elle serait de 0,33 %, fraction à peu près négligeable, mais si l'on suppose que plusieurs relais successifs

sont établis, la perte ci-dessus se répète à chacun d'eux, elle atteindrait donc de 3 à 4 % pour une distance de 1.300 mètres.

La perte due au frottement des tourillons semble comparable à la précédente mais elle est bien difficile à évaluer ; enfin la perte provenant des oscillations latérales du câble et du frottement qui en résulte sur les joues des poulies échappe à toute analyse (1).

Les expériences faites par M. Ziegler sur la transmission de 966 mètres d'Oberursel ont accusé une perte de 13,60 chevaux pour 104 chevaux transmis au point de départ, soit 13 % environ pour un kilomètre de distance. Reuleaux calcule d'après une formule de Weisbach que la raideur doit figurer dans ce total pour 5,13 chevaux ce qui donnerait 8,47 chevaux pour les autres pertes réunies.

Si l'on considère qu'il s'agit ci-dessus du rendement mécanique total, on trouve qu'aucun autre genre de transmission n'atteindrait ce résultat pour la même distance ou pour des distances inférieures, à cause des transformations d'énergie nécessaires aux points de départ et d'arrivée, transformations que les câbles sont seuls à ne pas exiger.

Malheureusement, les pertes des transmissions par câbles ne dépendent que des poids morts et des tensions, dont la somme varie peu avec le travail transmis; il en est de même des oscillations transversales dues au vent, qui affectent aussi bien le câble marchant à vide que le câble chargé. *Les pertes sont donc constantes d'une manière absolue*, et le rendement s'abaisse rapidement lorsque la transmission est peu chargée.

Cette circonstance peut avoir des conséquences importantes lorsque la force motrice est empruntée à une chute d'eau qui subit une diminution annuelle de débit.

Les transmissions télédynamiques ne se prêtent pas bien à une grande division de la force, les transmissions secondaires n'ont pas la souplesse des canalisations hydrauliques ou d'air comprimé; enfin, il est difficile d'évaluer la force consommée par les abonnés, on ne pourrait y arriver que par des dynamomètres de transmission munis de compteurs totalisateurs (1er fasc.) ; ces appareils sont délicats et ne sont pas applicables à de grandes forces. La fourniture de force motrice doit donc faire l'objet de contrats à forfait, les contrôles rigoureux étant à peu près impossibles.

1. D'après F. Hirn, la perte relative totale serait donnée par la formule :

$$0,01\ D + 0,025$$

D étant la distance en kilomètres; elle ne serait donc tout compris que de 3,5 % à la distance d'un kilomètre; mais cette formule, indépendante de la puissance transmise, de la vitesse, etc., mérite peu de confiance, elle donne des résultats trop modérés.

CHAPITRE II

Transmission hydraulique.

16. — *Historique.* — La presse hydraulique réalisée par Bramah (1796), et dont l'idée remonte à Pascal, constitue en principe un mode de transmission rudimentaire entre la force motrice et la résistance dans laquelle le rapport de multiplication de l'effort est illimité; le tuyautage reliant la pompe foulante à la presse peut être aussi long qu'on le veut, une même batterie de pompes peut commander plusieurs presses, etc. Toutefois la presse hydraulique doit être regardée comme un simple mécanisme multiplicateur de force (1).

Des machines à colonnes d'eau prenant leur eau motrice à des distances parfois fort grandes ont été employées au commencement du XIXe siècle (2e fasc., n° 85), mais les stations centrales de force motrice employant une canalisation hydraulique comme moyen de transmission et de distribution d'énergie sont l'œuvre de Lord W. Armstrong qui inventa en 1846 l'organe connu sous le nom d'accumulateur.

L'accumulateur d'Armstrong n'est autre qu'un régulateur de pression, rendu indispensable par l'incompressibilité de l'eau. Le nom de cet appareil suggère une fausse idée de la quantité d'énergie qu'il peut tenir en réserve; l'un des plus grands accumulateurs qui existent (Liverpool) a 581 millimètres de diamètre et $12^m,192$ de course; sous la pression de 50 atmosphères effectives, il ne pourrait, en se vidant complètement, alimenter que pendant une heure un moteur de 6 chevaux environ. L'eau ne se prête pas d'ailleurs à l'emmagasinage de la force comme les agents élastiques tels que l'air comprimé.

Sans l'accumulateur ou tout autre appareil en tenant lieu, la pression ne pourrait être réglée que par une colonne piézométrique; celle-ci est impossible à établir pratiquement, à cause de la grande hauteur nécessaire.

1. Le levage des poutres du pont de Menai a été opéré en 1849 et 1850 au moyen de presses hydrauliques, les poutres les plus lourdes pesaient 2.000 tonnes, et la hauteur de levée était de 30 mètres. Ruehlmann (*Allgemeine Maschinenlehre*, t. IV. p. 37) décrit cet important travail d'après Clark. (Voir n° 63 plus loin.)

17. — Les installations hydrauliques de la maison Armstrong furent surtout employées au début pour actionner les appareils de manutention des marchandises dans les ports, gares et entrepôts, puis elles furent étendues à toutes les manœuvres de force généralement quelconques.

Les applications spéciales se sont bientôt multipliées, parmi lesquelles nous citerons : le manœuvrage des convertisseurs, des poches de coulée et des lingotières dans les aciéries Bessemer, la commande des machines-outils de la grosse chaudronnerie telles que riveuses, presses à emboutir et à cintrer, les presses à forger, la commande des signaux et des bifurcations des chemins de fer, les manutentions des gares (la gare Saint-Lazare à Paris en fournit un exemple récent et complet). L'une des applications les plus intéressantes des transports hydrauliques est le système Brandt pour la perforation des trous de mines en terrains rocheux ; il a été employé pour la première fois en 1877 au tunnel du Sonnenstein, et bientôt après à l'un des tunnels d'accès du Saint-Gothard, puis au grand tunnel de l'Arlberg. On peut citer aussi la commande à distance de pompes servant à relever les eaux d'égout dans les villes où la pente fait défaut (Buenos-Ayres, V. *Engg.*, 1895-2-402).

Il n'entre pas dans notre cadre d'examiner les opérations employées dans ces diverses applications spéciales, mais nous avons à étudier les conditions générales d'établissement des stations centrales et des canalisations hydrauliques; dans la deuxième partie de ce fascicule, nous examinerons aussi l'adaptation de la commande hydraulique aux appareils de levage.

Des stations centrales avec transmissions hydrauliques pour la distribution de la force à domicile ont été établies dans plusieurs villes, notamment celles de l'Hydraulic Power Company à Londres, de Birmingham, Liverpool, Manchester, Hull et Glasgow ; celle de Hull remonte à l'année 1875.

Il y a lieu de faire une distinction entre les distributions ci-dessus, dites à haute pression, et celles qui peuvent se greffer sur les distributions d'eau ordinaires, à pression beaucoup moins élevée ; il est évident qu'on peut alimenter divers récepteurs hydrauliques (2ᵉ fasc.), par un réseau de canalisations dépendant d'une usine élévatoire, mais il n'y a guère de différence entre ces machines et celles qui sont alimentées par des chutes naturelles. Parmi les distributions de ce genre, la plus remarquable est celle établie par la municipalité de Genève et qui a pour objet d'uti-

liser la force motrice des eaux du Rhône (Voir *W. C. Unwin*, ouvrage cité).

18. — *Rendement.* — Le système à haute pression comprend les pompes de l'usine centrale, un réseau de canalisations, et les opérateurs alimentés; chacune de ces trois parties fonctionne avec un certain rendement, qui peut d'ailleurs varier avec le débit d'énergie. Le rendement global est le produit des trois rendements partiels.

Le rendement des pompes de l'usine centrale peut être fort élevé, les pompes à piston ne donnant lieu qu'à des pertes par frottements, étranglements ou fuites, pertes que l'on peut toujours abaisser par des dispositions bien choisies.

En fait, certaines machines d'usines centrales ont donné en eau refoulée à l'origine de la conduite les 82 % du travail indiqué développé sur leurs pistons à vapeur, et il n'est pas difficile d'atteindre ce résultat, quoiqu'il soit prudent de compter sur un chiffre plus bas dans des calculs d'établissement. La perte de 18 % est absorbée par les résistances passives du moteur et par les imperfections provenant des pompes. Dans les cas les plus favorables, le rendement dynamique du moteur à vapeur peut atteindre 0,90, le rendement des pompes seules équivaudrait donc au quotient des fractions 0,82 et 0,90, soit 0,91. L'écart entre cette dernière fraction et l'unité est dû au frottement des pistons des pompes, aux résistances hydrauliques, et aux fuites (7e fasc. n° 108).

§ I

CANALISATION

19. — *Rendement de la canalisation.* — Considérons une conduite droite cylindrique, de longueur L et de diamètre d; soient p la pression effective à l'origine (pression absolue moins celle de l'atmosphère), Q le débit, u la vitesse, T le travail en eau refoulée par seconde à l'origine de la conduite. On a :

$$T = Qp$$

A l'extrémité de la conduite, la pression est réduite à p' par suite des frottements, et l'on a, d'après l'expression usuelle suffisamment approchée de la perte de charge :

$$p' = p - \Pi \frac{4}{d} L b u^2$$

b étant un coefficient égal à 0,00028 pour les tuyaux lisses, et à 0,00055 pour les tuyaux incrustés, tandis que Π est le poids spécifique de l'eau.

Le rendement de la canalisation est ainsi :

$$\beta = \frac{p'}{p} = 1 - \Pi \frac{4}{d} L b \frac{u^2}{p}$$

En remplaçant *u* en fonction du débit Q et de la section du tuyau, et en tenant compte de la relation entre Q et T posée d'abord, il vient :

$$(1) \qquad \beta = 1 - \Pi \frac{64}{\pi^2} L b \frac{T^2}{p^3 d^5}$$

Le rendement de la canalisation s'approche donc rapidement de l'unité lorsque *p* et *d* augmentent, ces quantités étant affectées d'exposants élevés [1].

Pratiquement, c'est en élevant la pression qu'on agit sur le rendement β, parce que les frais d'établissement et de pose des canalisations augmentent rapidement avec le diamètre; les grosses conduites, dont les joints sont plus rigides, sont affectées par les tassements, etc. La pression que l'on choisit souvent, à l'exemple de la pratique suivie par la maison Armstrong, est celle de 50 atmosphères, mais il existe des exemples de pressions doubles.

Pour L=1.000 mètres, T = 7.500 kilogrammètres par seconde (100 chevaux), p=516.700 kilogrammes par mètre carré (50 atm.), avec $d = 0^m{,}150$, on a, en supposant la conduite incrustée :

$$\beta = 1 - 0.0195 = 0.9805$$

La perte serait donc d'environ 2 % par kilomètre. Avec ces données, la vitesse dans la conduite est de $0^m{,}83$ par seconde. Pour une même conduite, la perte augmente comme le carré du travail transmis à l'origine

1 La perte d'une canalisation hydraulique varie, toutes choses égales, en raison inverse de la cinquième puissance du diamètre. La perte d'une canalisation électrique, pour une tension donnée, varie en raison inverse de la section du conducteur, c'est-à-dire du carré de son diamètre s'il est circulaire. La loi des résistances est donc tout à l'avantage de la transmission hydraulique. Sur cette remarque a été basé un système mixte employé à Anvers par F. Van Rysselberghe, et consistant à remplacer les *feeders* électriques par des transmissions hydrauliques. Appliqué à un problème où il s'agissait surtout de distribuer du courant électrique pour l'éclairage, le système exigeait malheureusement une transformation mécanique supplémentaire; les moteurs hydrauliques à très haute pression employés comme réceptrices ont d'ailleurs un rendement médiocre (32).

(ou comme le carré de la vitesse); ainsi, la canalisation de $0^m,150$ peut transmettre 200 chevaux avec une perte d'environ 8 % par kilomètre, résultat encore acceptable si la conduite n'est pas très longue. Dans les installations de ports, où la puissance maximum n'est demandée qu'exceptionnellement, on admet même des vitesses plus grandes.

Pour conserver aux pertes la même valeur relative dans des canalisations de longueur égale, mais servant à transmettre des puissances différentes, le terme d^5 doit varier comme T^2, c'est-à-dire que le diamètre doit varier un peu moins rapidement que la racine carrée de la puissance.

Les canalisations ne sont jamais entièrement rectilignes, elles comportent des coudes plus ou moins nombreux; ceux-ci ne donnent lieu qu'à une perte relative insignifiante pourvu que le rayon de courbure de l'axe soit égal à deux fois au moins le diamètre intérieur du tuyau.

L'élévation de la pression, imposée par une nécessité de rendement, présente des avantages subsidiaires qui sont : la diminution du volume d'eau nécessaire, le moindre encombrement des pompes et des accumulateurs. Pour beaucoup d'opérateurs, et notamment pour les appareils de levage, la haute pression réduit le diamètre des pistons et permet de les loger dans les arbres avec facilité; il arrive par contre, lorsqu'il s'agit d'ascenseurs à action directe, que la section calculée d'après l'effort à faire conduit à un piston trop peu résistant pour agir comme pièce chargée de bout.

C'est une juste considération entre l'ensemble des conditions à remplir qui a fixé à 50 atmosphères la pression généralement admise (voir le tableau du n° 30).

20. — *Détails pratiques sur les canalisations.* — Les tuyaux principaux sont en fonte; les diamètres les plus forts qui aient été employés sont de 190 millimètres intérieurement (7,5 pouces), ils sont exceptionnels. Les tuyaux Armstrong sont en longueurs de $2^m,75$ environ ; les diamètres les plus pratiques sont ceux de 127 millimètres (5 pouces); pour 50 atmosphères, ils ne pèsent que 250 kilogrammes par tronçon et sont maniables ; ceux de 152 millimètres (6 pouces), pèsent près de 400 kilogrammes.

D'après Unwin, l'épaisseur des tuyaux en fonte est donnée, en fonction du diamètre et de la pression, par la formule :

$$e = 0.0026\, p'\, d + 6.5$$

e et *d* sont en millimètres, *p'* est en atmosphères ([1]).

Les joints sont maintenus au moyen de deux boulons dont le diamètre mesuré à l'extérieur du filet est approximativement égal au quart de celui du tuyau.

Les figures 15 à 18 donnent le détail du joint d'après Unwin, les cotes sont en fonction de l'épaisseur du tuyau prise comme module ; les boulons sont placés sur le diamètre horizontal, ce qui les rend accessibles dans les tranchées ou les caniveaux. Les rondelles de joint sont en gutta-percha; les joints ainsi disposés ont une légère flexibilité dans le sens vertical.

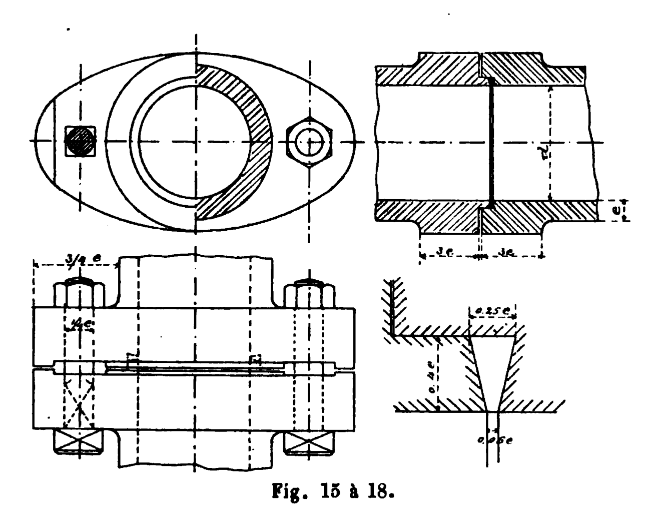


Fig. 15 à 18.

En dessous de 50 millimètres, les tuyaux sont en acier étiré. Par exception, on a employé des tuyaux en acier de fort diamètre pour les conduites principales (conduites de 300 millimètres en acier Mannesman à

1. Voici quelques renseignements sur les conduites Ellington de la station centrale de Glasgow, fonctionnant à la pression de 76 atmosphères (*Engg.*, 1894-2-33).

Diamètre intérieur		Epaisseur millimètres	Longueur mètres	Poids kilogrammes	Prix p. 1000 k. en 1893 francs	Diamètre des deux boulons millimètres
Pouces	Millimètres					
7	178	41.3	2.743	690	120	58.9
6	152	38	»	541	122	»
5	127	31.7	»	379	»	»
4	102	28.6	»	278	126	»
3	76	22.2	»	161	135	»
2	51	15.9	1.829	57	188	25.4

brides rapportées de la Compagnie Hydro-Électrique, à Anvers). Ces tuyaux sont beaucoup plus minces, mais pour cette raison même, ils subissent une réduction de résistance beaucoup plus forte par l'oxydation.

Les conduites Armstrong ont été légèrement modifiées par M. Ellington dans le réseau de Londres ; les brides sont reportées en arrière de l'extrémité, ce qui, paraît-il, diminue le nombre des ruptures aux collets, les boulons sont donc allongés (*Engg.*, 1895-2-361).

21. — *Précautions contre la congélation.* — Pour les installations en plein air, les canalisations doivent être logées dans des caniveaux ou dans des tranchées à 1^{m},20 en dessous du sol; (à Anvers, la conduite principale du quai de l'Escaut est logée dans un caniveau ménagé dans la retraite supérieure du grand mur de quai). Les endroits qui restent exposés sont les prises qui émergent au-dessus du sol, la tuyauterie des grues, et même les cylindres, qu'il faut avoir soin de vider la nuit par les fortes gelées.

Divers moyens peuvent encore être employés concurremment :

1° Entretenir dans la conduite générale un certain débit pendant la nuit, en faisant fonctionner les machines de l'usine centrale à allure ralentie, et en ouvrant des robinets aux extrémités ;

2° Faire usage d'eau légèrement échauffée ; les pompes de pression aspirent l'eau d'un réservoir placé au-dessus des chaudières, où elle est d'abord élevée par une pompe nourricière actionnée par la machine même. Cette disposition a encore l'avantage de précipiter les dépôts et les matières sableuses qui ne peuvent être introduits dans la canalisation, parce qu'ils usent les soupapes, et de fournir l'eau en charge aux pompes principales, ce qui prévient l'introduction de l'air par les bourrages.

On préconise aussi l'emploi des eaux de décharge du condenseur de la machine motrice.

3° On éviterait la congélation par l'emploi d'un mélange de glycérine et d'eau. D'après Robinson, l'addition d'une partie de glycérine pour 4 parties d'eau retarde la congélation jusqu'à 25 degrés centigrades en dessous de zéro ; la proportion pourrait descendre à 1 de glycérine pour 300 d'eau, lorsque le froid n'est pas rigoureux.

Ce système n'est possible qu'avec une canalisation de retour qui complète le circuit et qui permet d'employer indéfiniment le même liquide.

Le prix des conduites est donc à peu près doublé, et le système ne paraît applicable qu'à des circuits peu étendus.

La glycérine a été employée aux appareils de manœuvre du ponton d'accostage de Seacombe Ferry, en Angleterre, et dans les installations de manœuvre des écluses du canal de la Baltique (*Engg.*, 1895-2-235) ; on en fait usage aussi dans des réseaux partiels aux ports de Brème et d'Amsterdam ([1]).

4° On peut enfin pour des installations peu étendues, entourer la canalisation principale d'une gaine en tôle rectangulaire parcourue par une tuyauterie de vapeur de faible diamètre; ce moyen est d'une efficacité absolue, il est surtout applicable au cas où les canalisations sont au-dessus du sol et doivent longer des estacades, franchir des ponts, etc.

Les accidents dus à la congélation sont assez rares. Pendant l'hiver rigoureux de 1894, quatre pistons de levage et un cylindre d'orientation ont été brisés au port d'Anvers, sur un nombre total de 87 grues. Dans le même hiver, M. Ellington rapporte que le sol a été gelé à Londres sur une profondeur de $0^{m},90$, et qu'il y a eu en tout 5 ou 6 cas de ruptures dans le réseau très étendu de l'Hydraulic Power Company; sur les quais de la Tamise, les ruptures semblent avoir été produites par une contraction de la conduite due à l'abaissement de la température. Ce réseau est alimenté par de l'eau légèrement échauffée, la circulation y est maintenue en cas de gelée, lorsque la consommation s'arrête.

§ II

Usines centrales

22. — *Pompes.* — La maison Armstrong a créé pour cet usage spécial les pompes différentielles (7me fasc., n° 17) avec piston plein et plongeur combinés. Ce type de pompes présente l'avantage d'être à double effet, bien qu'il ne nécessite que deux soupapes. Le piston présente une garniture en cuir embouti, le corps de pompe est revêtu d'un fourreau en bronze de même que le plongeur. Des robinets pour le départ de l'air sont placés au-dessus du corps de pompe et à ses deux

1. Pour les appareils de manœuvre des vannes et portes d'écluse à Bougival, on emploie aussi la glycérine. On préconise dans le même but le chlorure de magnésium à raison de 6 à 8 kilogrammes par mètre cube d'eau, mais bien que cette matière soit à très bas prix, tandis que la glycérine coûte 1 fr. 25 le kilogramme, cette dernière est préférée parce qu'elle n'encrasse pas les soupapes et qu'elle exerce un effet lubrifiant sur les pistons (*Portefeuille des M.*, 1889, pl. 48 à 50).

extrémités (fig. 19 et 20); l'air emprisonné diminue le rendement volumétrique des pompes, parce qu'il se détend et se comprime alternativement comme dans un compresseur. A ce point de vue il est utile, comme nous l'avons vu au numéro précédent (2°), de donner l'eau en charge aux pompes de pression.

La pompe Armstrong est souvent employée, mais lorsque la place ne fait pas défaut on peut prendre la pompe à deux plongeurs de diamètres différents (pompe B — *b*, 7[me] fasc., n° 15), qui présente l'avantage de n'avoir que des garnitures visibles, à travers lesquelles les fuites s'accusent.

Bien que les deux soupapes *a* et *r* soient rigoureusement suffisantes pour le fonctionnement, il est indispensable de placer entre les pompes et l'accumulateur une soupape de retenue S, pour pouvoir visiter le piston et les soupapes sans vider l'accumulateur. Cette soupape est encore

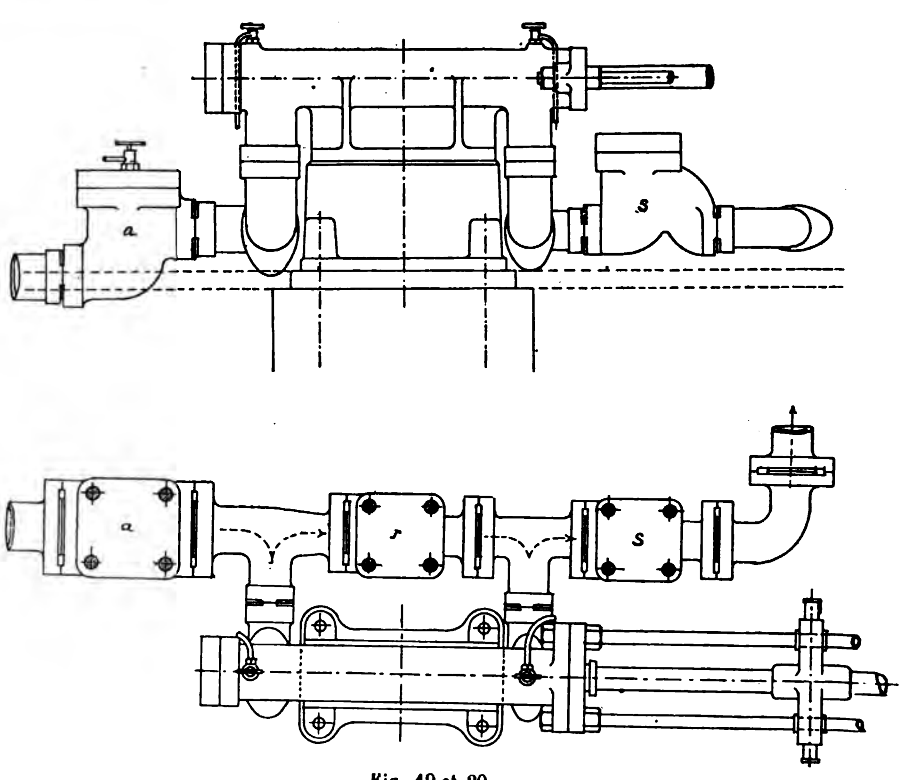


Fig. 19 et 20.

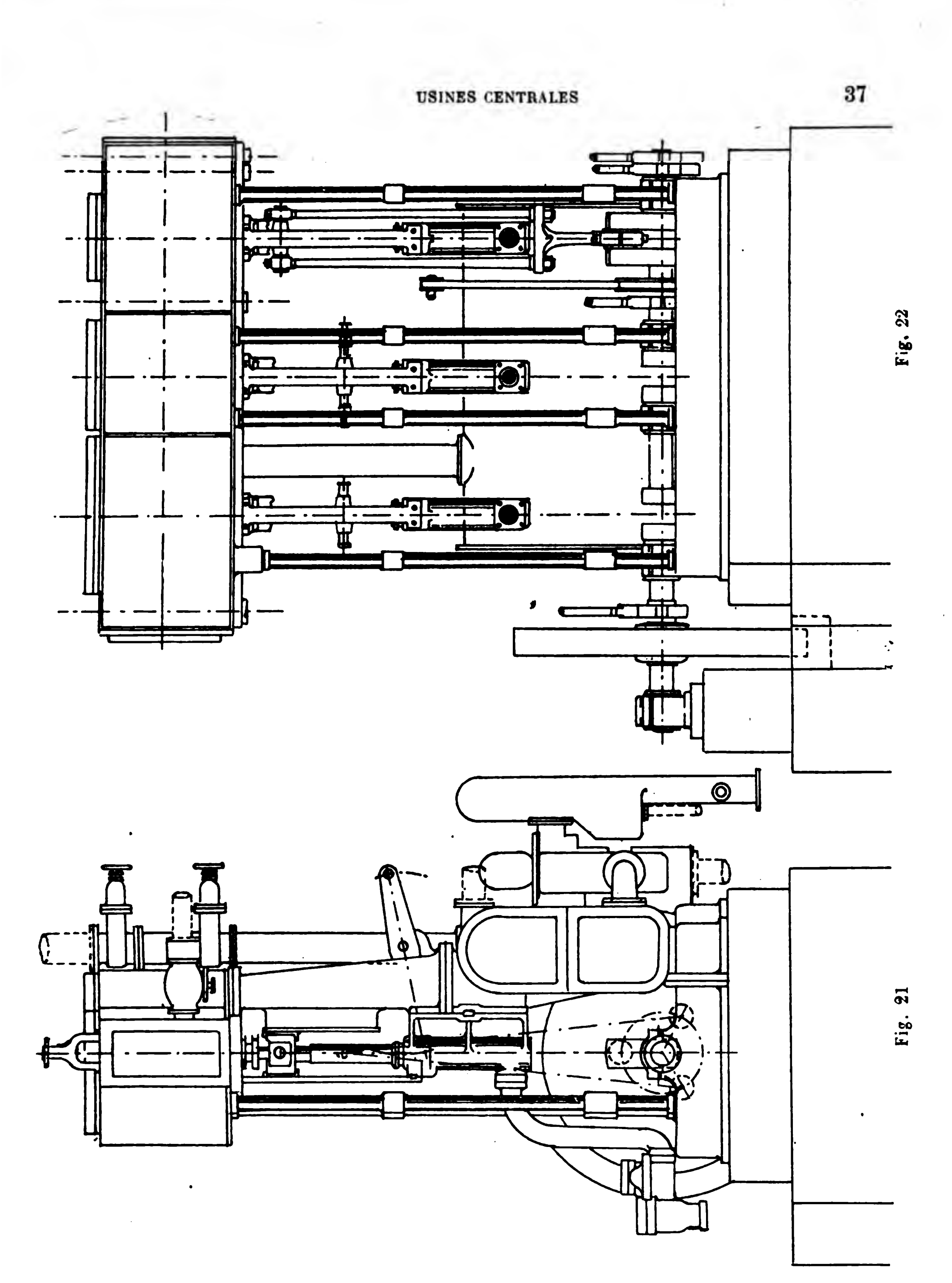


Fig. 22

Fig. 21

nécessaire dans le cas le plus ordinaire où deux pompes étant conjuguées, on veut pouvoir en arrêter une sans interrompre le fonctionnement. Dans ce but, les pompes doivent aussi pouvoir être isolées du côté de l'aspiration.

23. — *Commande des pompes.* — Dans les petites installations d'ateliers, les pompes peuvent dépendre d'une transmission; dans ce cas, l'accumulateur arrivé au sommet de sa course agit sur une fourche qui fait passer la courroie sur une poulie folle; lorsqu'il commence à redescendre, le mouvement inverse remet les pompes en train.

Le cas le plus ordinaire est celui où les pompes sont actionnées directement par machines à vapeur. Les nécessités de la remise en train automatique imposent l'emploi de deux cylindres au moins, soit simplement conjugués, soit fonctionnant en compound, avec les artifices de distribution qui seront indiqués plus loin. Les machines verticales, qui sont peu encombrantes, sont en faveur dans les grandes stations centrales anglaises; les figures 21 et 22 représentent l'un des groupes de 200 chevaux de l'usine de Glasgow; ces machines sont à triple expansion avec coudes à 120 degrés; les tiges de piston actionnent directement trois pompes à pistons plongeurs à simple effet, ayant la même course que les pistons à vapeur (610 millimètres); les bielles sont à fourche, de manière à éviter les corps de pompes; ces machines sont dans de bonnes conditions de marche à 60 révolutions par minute (*Engg.*, 1894-2-33). Elles sont à condensation par surface et peuvent aussi échapper à l'air libre; l'installation doit comprendre 8 groupes semblables disposés en deux rangées; les groupes refoulent dans les mêmes conduites, mais ils peuvent être isolés.

On a construit aussi un grand nombre de machines similaires à trois cylindres, mais à double expansion, comprenant un cylindre à haute pression placé entre deux cylindres détendeurs.

Les machines horizontales peuvent être du système compound à cylindres placés côte à côte, le volant étant entre les bâtis; il existe aussi des machines comprenant deux groupes de cylindres *tandem* conjugués. Le type le plus usuel comprend des pompes placées derrière les cylindres et actionnées par les prolongements des tiges; les pompes sont alors entretoisées avec les cylindres (fig. 19-20), les manchons d'assemblage des tiges sont guidés sur ces entretoises et actionnent

les pompes à air et de circulation dans le cas où l'on condense par surface [1].

La Compagnie Hydro-Électrique d'Anvers a installé des pompes à soupapes commandées de Riedler actionnées par des machines compound du système Sulzer, chaque groupe peut développer 500 chevaux environ à l'allure de 80 tours par minute; cette puissance est exceptionnelle pour les installations de l'espèce.

24. — *Dispositifs de réglage et de remise en train des moteurs.* — La capacité limitée des accumulateurs oblige à régler l'allure des machines d'après la consommation; celle-ci peut être nulle ou insignifiante à certains moments et atteindre un maximum quelques minutes après, lorsque les opérateurs desservis ne sont pas très nombreux; dans le cas contraire, les variations ne sont pas aussi brusques, à cause de la compensation qui s'établit forcément dans les besoins d'un très grand nombre de consommateurs; néanmoins, l'allure des machines doit toujours être réglée automatiquement.

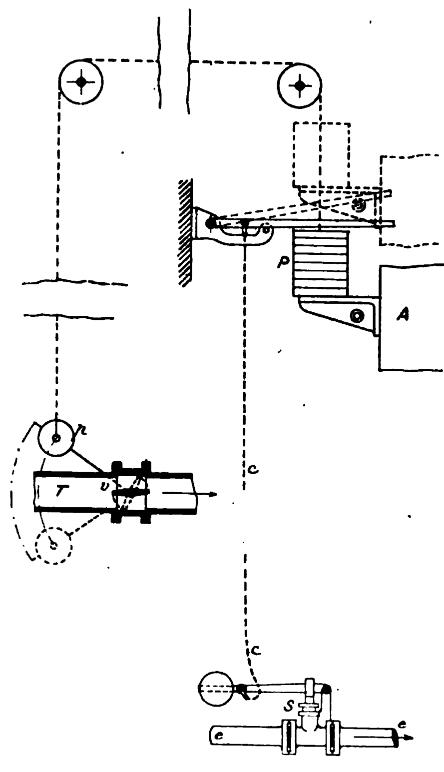


Fig. 23

Le moyen généralement employé que nous allons décrire convient aux moteurs de tous systèmes. L'accumulateur A en arrivant au sommet de sa course, étrangle la prise de vapeur T

1 Voir diverses machines et les renseignements sur leur fonctionnement dans la publication *Engineering*, et notamment : 1884-2-99 (London H. P. C°), 86-1-470 Millwall docks), 94-1-544 (petite pompeuse à Woolvich), 95-1-784 et 818 (machines du canal de la Baltique par Hoppe), 95-1-692 (compound Worthington des élévateurs du tunnel de Glasgow) 95-2-362 et 402 (article très documenté par H. Ellington sur les grandes stations centrales anglaises).

Voir aussi les machines compound actionnant des pompes à double plongeur ordinaires établies à la gare Saint-Lazare (*Portefeuille des M.*, 1893, pl. 5 à 8). Les pompes sont détaillées dans le même recueil, 1891, pl. 33 et 34.

(fig. 23), au moyen d'un modérateur à papillon *v*, ou de tout autre système équilibré; les renvois se font par chaîne maintenue en tension par le contrepoids *p*; l'action du poids P est toujours prépondérante, il maintient donc le modérateur ouvert jusqu'au moment où le butoir placé sur la caisse de l'accumulateur vient le soulever.

Lorsque la consommation est plus faible que le débit, et que par ce fait l'accumulateur monte, le système ralentit la marche des machines jusqu'au moment où le débit est égal à la consommation; un nouveau régime s'établit ainsi jusqu'au moment où la demande d'eau varie dans un sens ou dans l'autre. Si la consommation cesse complètement, le système prend la position représentée en pointillé et les machines s'arrêtent.

Lorsque la consommation reprend, le modérateur s'ouvre à nouveau, et moyennant certaines précautions, la remise en train est automatique.

L'arrêt total présente des inconvénients lorsqu'il se prolonge, à cause des condensations qui peuvent amener des coups d'eau au départ. Il est plus pratique de laisser tourner les machines très lentement, même si la consommation s'annule; il suffit à cette fin de créer une légère fuite lorsque l'accumulateur est au sommet de sa course; le même butoir soulève par des renvois une soupape de décharge S placée sur la conduite de pression *e e* et maintenue fermée par un contrepoids; la fuite cesse lorsque la consommation devient supérieure à celle des machines à allure très ralentie [1].

Il est d'ailleurs toujours nécessaire d'établir un dispositif analogue par mesure de sécurité, car la commande du modérateur peut se trouver en défaut par suite de fuites ou d'autres dérangements, l'accumulateur continuerait à monter si l'on ne donnait pas une issue à l'eau refoulée (27).

On peut aussi régler la longueur de la chaîne *c* de manière à réaliser l'arrêt des machines au sommet de la course; le dispositif de sûreté n'entre alors en jeu que si le modérateur est en défaut, mais comme nous l'avons dit plus haut, à part les difficultés qui peuvent provenir des condensations dans les tuyaux, les chapelles et les cylindres, le moteur doit se remettre en train automatiquement.

Avec les dispositifs qui viennent d'être décrits, il est nécessaire que le

1. Voir *Ad. Ernst. Die Hebezeuge*, 2e édition, p. 660, où diverses soupapes de sûreté sont décrites.
Voir aussi les liaisons établies entre les accumulateurs et les machines à l'installation de la gare Saint-Lazare (*Portefeuille des M.*, 1892, pl. 3 et 4).

moteur se remette de lui-même en marche quelle que soit la position dans laquelle il se trouve arrêté; le moteur à deux cylindres indépendants conjugés sur des manivelles à angle droit satisfait à cette condition, pourvu que la fraction d'admission soit prolongée aux deux cylindres au delà de 0,50. Ce mode de fonctionnement serait toutefois peu économique en marche normale, on a donc recours à divers artifices pour bénéficier de la détente.

Premier moyen. — Dans le cas où l'on fait usage de la distribution Meyer (5e fasc. n° 84), les tasseaux de détente sont percés d'un petit orifice qui suffit à prolonger l'admission jusqu'à la limite que lui donne le tiroir principal; la pression qui s'établit ainsi dans le cylindre est la même que celle de la conduite de vapeur lorsque la machine est à l'arrêt, et qu'elle est sur le point de démarrer; lorsque la pleine marche est rétablie, ces ouvertures des tasseaux n'ont d'autre effet que de créer une admission directe à pression très réduite qui relève la courbe de détente. Ce moyen est d'une application très simple, il n'exige aucun mécanisme supplémentaire.

Dans les usines hydrauliques du canal de la Baltique, la maison Hoppe a employé le système qui vient d'être décrit, mais avec une glissière recouvrant les orifices percés dans les tasseaux, qui ont 3 millimètres de diamètre seulement. Lorsque les machines se ralentissent en dessous de la vitesse de 17 tours par minute, un régulateur spécial ouvre la glissière et *vice versa*; au-dessus de 17 tours la glissière est fermée, et le régulateur fonctionne à la manière ordinaire en limitant la vitesse maximum.

Deuxième moyen. — Ce moyen, employé à Brême par la maison Luther [1], consiste à relier aux mouvements de l'acccumulateur la tige filetée qui commande les tasseaux de la distribution Meyer. A cette fin, l'accumulateur lorsqu'il arrive vers le haut de sa course, commande par renvois un petit arbre disposé sur la machine; celui-ci actionne à la fois le papillon modérateur au moyen d'une vis tangente et d'un secteur denté, en même temps qu'il est lié par une paire d'engrenages coniques avec la tige filetée des tasseaux. Il en résulte que l'accumulateur en montant au delà d'une certaine position étrangle le modérateur et rapproche les tasseaux de manière à augmenter l'introduction jusqu'à son extrême limite. Lorsque la dépense d'eau

1. Voir *Ad. Ernst*, ouvrage cité, p. 651.

reprend, l'accumulateur descend, le papillon s'ouvre légèrement, la machine démarre, puisque le mécanisme de détente est virtuellement supprimé; l'accumulateur continuant à descendre, l'introduction se réduit pour la marche normale.

Troisième moyen. — L'accumulateur n'agit pas sur la distribution proprement dite, mais il étrangle la prise de vapeur à la manière ordinaire; la machine se ralentissant, un régulateur centrifuge commande par un relais hydraulique la tige filetée des tasseaux de la distribution Meyer; il ouvre à cet effet une petite valve qui admet la pression d'eau sur un plongeur toujours chargé. Ce système est employé aux machines des docks de Millwall à Londres (*Engg.*, 1886-1-470).

Quatrième moyen. — Pour les machines compound, les systèmes précédemment décrits sont insuffisants; le démarrage se produisant toujours en pleine charge, les conditions sont à peu près les mêmes que dans les locomotives. Il se fait donc une admission de vapeur directe au receiver lorsque l'accumulateur arrive au sommet de sa course; elle reste inopérante tant que le modérateur est fermé. Aussitôt que l'accumulateur descend, le modérateur s'ouvre et alimente à la fois le cylindre à haute pression et le réservoir intermédiaire

Cinquième moyen. — Lorsque les machines sont à condensation, ce qui est généralement le cas pour les puissances assez importantes, on peut faciliter le démarrage en maintenant le vide au condenseur pendant l'arrêt au moyen d'une pompe à air indépendante. D'ailleurs le condenseur à injection, lorsque la pompe à air dépend de la machine principale, serait sujet à s'engorger, c'est pourquoi on emploie souvent la condensation par surface, abstraction faite de toute autre raison; dans ce dernier cas les pompes à air et de circulation peuvent être mues par la machine, mais en cas d'arrêt prolongé le vide ne se maintient pas et ne peut aider au démarrage. Il existe de nombreux exemples de condenseur à surface avec pompes actionnées par un moteur indépendant maintenu constamment en marche (usine sud du port d'Anvers, canal de la Baltique). On a aussi quelquefois adopté une solution mixte, en maintenant la circulation constamment en activité, tandis que la pompe à air dépend de la machine; le vide s'entretient ainsi pendant assez longtemps, et il se rétablit très vite après l'arrêt parce que le condenseur est toujours froid.

Les machines motrices sont souvent munies d'un régulateur dont la

fonction est de limiter la vitesse en cas d'une rupture de conduite entre les pompes et l'accumulateur (voir également plus haut, 2e et 3e moyens); mais le régulateur peut aussi être employé d'une manière systématique pour réaliser une vitesse variable d'après la position de l'accumulateur; ce régulateur d'un genre spécial agit constamment sur la distribution, mais la liaison entre son manchon et le système de réglage proprement dit est modifiée par l'accumulateur. Tel est le système R. Dinglinger [1], dans lequel un piston hydraulique agit sur l'articulation du bras dépendant du manchon du régulateur. La machine tourne à 60 révolutions tant que l'accumulateur est dans la moitié inférieure de sa course; cette vitesse est réduite à 15 tours dans la moitié supérieure. Ce système est évidemment préférable à celui de la marche intermittente ordinaire, mais il entraine une assez grande complication.

25. — *Commande des pompes par moteur à gaz.* — Quelques stations hydrauliques importantes sont actionnées par moteurs à gaz (Stuttgard, Birmingham, etc.). Les difficultés de démarrage spéciales à ces moteurs ainsi que leur vitesse de régime généralement voisine de 200 tours exigent qu'une transmission par courroie soit interposée entre le moteur et la pompe.

Le réglage peut se faire de deux manières, mais le moteur est maintenu constamment en marche. Le premier moyen consiste à faire passer la courroie sur une poulie folle lorsque l'accumulateur arrive vers le haut de sa course [2], et à la faire revenir sur la poulie fixe lorsqu'il descend.

Le second moyen est d'une application plus facile; les pompes elles-mêmes sont toujours en marche à vitesse constante, mais l'accumulateur en montant arrête leur débit, soit en agissant sur la soupape d'aspiration qu'il maintient soulevée, soit en établissant une communication entre les deux corps de pompe lorsqu'on fait usage du système à deux plongeurs de même diamètre. Ce dernier moyen est d'ailleurs fréquemment employé dans les pompes ordinaires mues par moteurs à vapeur pour la facilité du démarrage; un tuyau muni d'une valve établit la communication entre les deux corps; en ouvrant la valve on supprime le refoulement dans la conduite, et aussitôt que le démarrage est opéré on referme la valve lentement.

1. Voir *Ad. Ernst*, ouvrage cité, p. 651.
2. Dinglinger a employé une sorte de servo-moteur hydraulique pour actionner la courroie; voir *Ernst* ouvrage cité, page 655.

Dans le cas qui nous occupe, c'est l'accumulateur qui, par un renvoi de tringles, agit sur la valve; il peut le faire plus ou moins brusquement, et si la mise en action ne correspond pas exactement à l'un des points morts, il peut en résulter un coup de bélier (7e fasc.). Ce système de mise en train est néanmoins appliqué avec succès à Birmingham (*Engg.*, 1892-1-196), où trois moteurs à gaz actionnent autant de groupes de pompes foulant dans les mêmes conduites; lorsque l'accumulateur en montant arrive à $1^m,50$ environ du sommet de sa course, il renverse au moyen d'une came un levier à contrepoids assez semblable aux leviers d'aiguillage des chemins de fer; le mouvement de ce levier est renvoyé par une cordelette métallique à la soupape à commander. Si l'accumulateur continue à monter, il rencontre à $0^m,45$ plus haut un système analogue, qui supprime l'action du second groupe de pompes, et finalement, à $0^m,45$ plus haut encore, le dernier groupe est rendu inactif et tout refoulement cesse, bien que les machines et les pistons continuent à fonctionner. Lorsque l'accumulateur descend, il remet successivement en action les trois groupes.

26. — *Réglage par plusieurs accumulateurs.* — Les accumulateurs ont des dimensions limitées; dans les stations importantes on en emploie deux montés sur la même conduite, et dont les capacités s'ajoutent; s'ils étaient chargés de la même manière et s'ils donnaient lieu aux mêmes frottements, leurs mouvements seraient identiques, mais on ne peut compter sur cette identité absolue. On prend donc le parti de charger les pistons inégalement; à Birmingham, la différence est de 2.500 kilogrammes pour des plongeurs ayant 457 millimètres de diamètre; l'accumulateur le moins chargé se lève d'abord jusqu'au sommet de sa course, où il est arrêté contre ses butoirs, puis, l'accumulateur le moins chargé se lève à son tour et règle la machine par l'un des moyens examinés aux numéros 24 et 25. Il résulte de cet état de choses que l'accumulateur le moins chargé est presque toujours rempli, les variations ordinaires entre le refoulement et la dépense étant prises par l'autre; ce n'est que lorsque la demande devient très grande que l'accumulateur le moins chargé quitte ses butoirs.

M. Westphal, ingénieur de la maison Hoppe, a résolu le problème d'une manière différente aux usines du canal de la Baltique. La différence de poids des accumulateurs est calculée de manière à ce que le plus lourd commence à se lever avant que l'autre n'atteigne sa limite

de course. C'est encore le piston le plus chargé qui règle les machines, et qui les modère au moyen d'une tringle agissant sur la distribution, mais lorsqu'il descend, cette tringle est soutenue par une cataracte et descend plus lentement que l'accumulateur, dont la course est ainsi augmentée suffisamment pour que le piston le moins chargé puisse descendre à son tour.

27. — *Accumulateurs.* — Les dimensions des accumulateurs résultent de l'étude que l'on peut faire *a priori* des variations les plus grandes qui se produisent dans la dépense d'eau; mais ces variations ne sont pas toujours faciles à prévoir, et l'on devra souvent procéder par comparaison avec des usines existantes plus ou moins analogues. On n'a pas dépassé à notre connaissance $0^m,60$ pour le diamètre du plongeur (Hambourg), et la course de 12 mètres environ (40 pieds), réalisée à Liverpool est tout à fait exceptionnelle. On peut considérer comme pratiques pour les grands accumulateurs le diamètre de $0^m,50$ environ et la course de 6 à 7 mètres.

Les figures 24 à 27 représentent sommairement l'installation des deux accumulateurs jumelés de l'usine de Birmingham, qui peuvent être considérés comme des types normaux [1].

Le cylindre est en fonte coulé d'une pièce, de même que le plongeur; celui-ci étant en compression, peut avoir moins d'épaisseur. Le piston est coiffé d'un chapeau en fonte auquel est suspendue, au moyen de huit boulons terminés par des pattes d'attache, la caisse en tôle contenant un contrepoids formé de gueuses de fonte ou d'autres matières pondéreuses. Un lit en charpente placé sur la fondation est destiné à supporter cette caisse lorsque l'accumulateur est vide.

Il importe d'assurer le guidage vertical et d'établir des arrêts limitant la course. L'accumulateur est monté dans une tour en maçonnerie armée de deux pièces verticales en bois ancrées dans les murs et disposées de manière à ne pouvoir se soulever (fig. 25). Ces pièces sont entretoisées au sommet par un massif en bois composé pour résister à la flexion et qui sert d'arrêt au piston de l'accumulateur. Les guides sont formés par des fers d'angle entre lesquels sont engagés des patins rivés sur l'enveloppe de la caisse (fig. 26). Dans l'appareil représenté, tout soulèvement excessif est encore prévenu par divers dispositifs de sûreté;

1. Voir aussi les accumulateurs de la Station centrale de Glascow, *Engg.*, 1894-2-33, et ceux de la gare Saint-Lazare, dont le contrepoids est formé de disques en fonte (*Portefeuille des M.*, 1889, pl. 1 et 2).

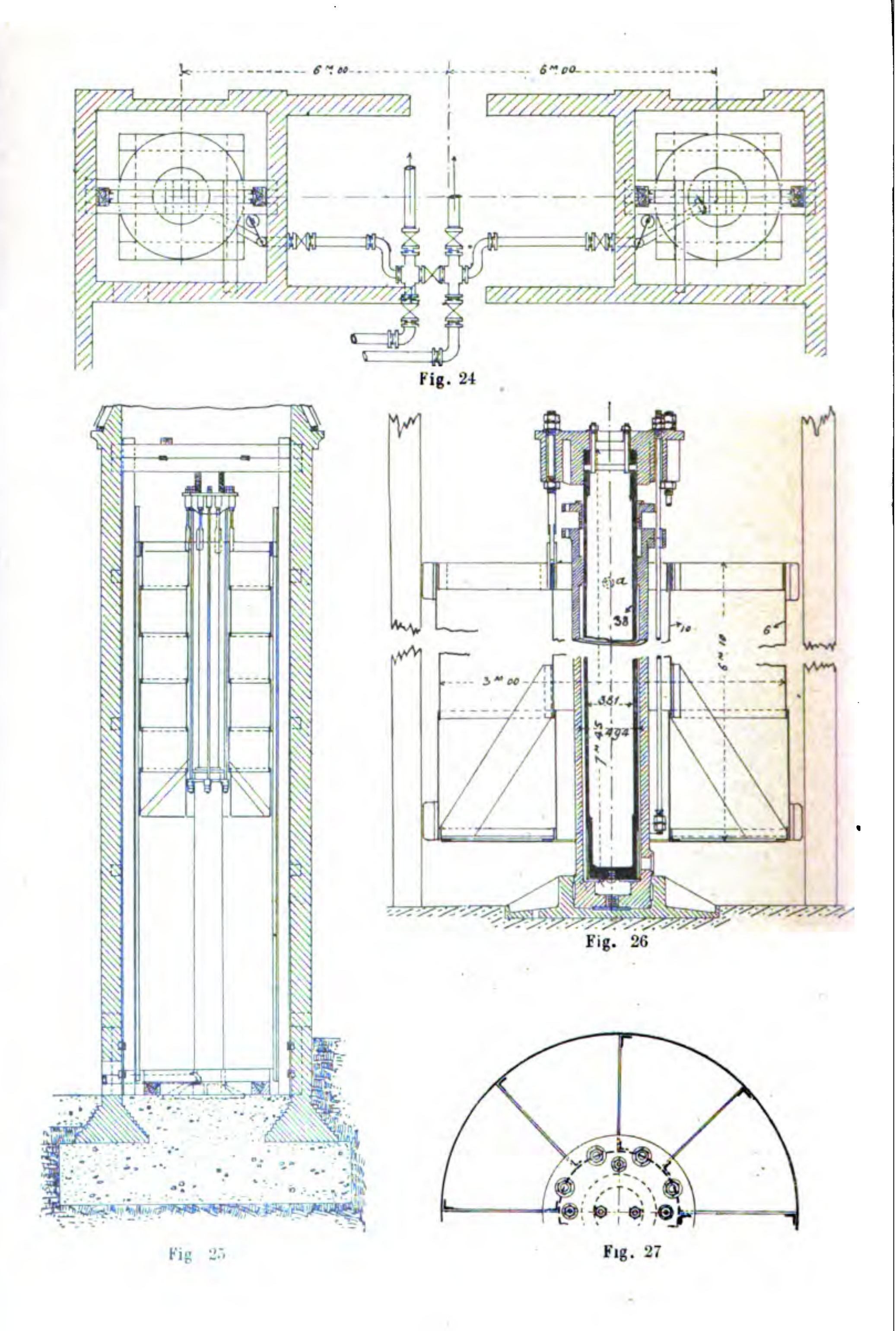


Fig. 24

Fig. 25

Fig. 26

Fig. 27

ainsi, le chapeau en fonte du piston porte quatre tiges pendantes dont la longueur est réglée par des écrous, et qui passent dans des oreilles renforcées du collet terminant le cylindre. Dans la marche normale, ce sont ces tiges qui limitent la course du plongeur le moins chargé, avant que les dispositifs de sûreté dont il va être question ne puissent fonctionner.

Outre la soupape actionnée par l'accumulateur dont il a été question au n° 24, on peut encore placer une soupape de sûreté automatique, et enfin, on prévoit le cas où tous ces moyens viendraient à faire défaut en creusant des cannelures longitudinales à la base du plongeur (fig. 26); lorsque le plongeur est à l'extrême limite de sa course, l'eau trouve une issue par ces canaux et la levée est arrêtée.

Il est évident que lorsqu'on emploie deux accumulateurs, c'est le plus chargé seulement qui doit déterminer la mise en action des moyens de sûreté indiqués ici comme précaution extrême.

Le bourrage du cylindre se fait au moyen de tresses de chanvre graissées; le cuir embouti n'est employé que pour les petits accumulateurs spéciaux à pression très élevée. Il faut pouvoir assurer le départ de l'air lors du premier remplissage; on place à cette fin à la partie supérieure de la chambre entourant le plongeur, le robinet *a* (fig. 26).

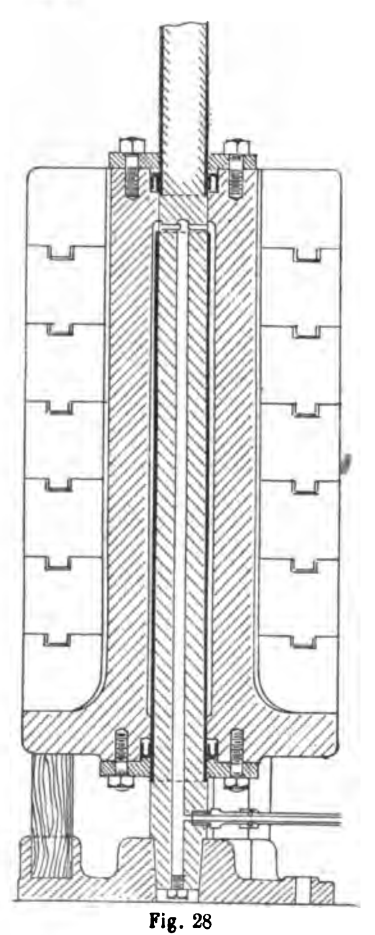
Les connexions doivent être disposées de manière à assurer le service avec l'un quelconque des accumulateurs seulement; dans les distributions publiques, la conduite de pression est dédoublée et forme un ou plusieurs circuits; il est possible ainsi de continuer à desservir le réseau en cas d'accident sur un point. La figure 24 représente la disposition appliquée à Birmingham avec deux conduites, et qui satisfait aux multiples conditions suivantes :

Les deux conduites fonctionnent avec les deux accumulateurs ou avec l'un *quelconque de ceux-ci*. L'une des conduites fonctionne avec les deux accumulateurs ou avec l'un quelconque de ceux-ci.

Les connexions des pompes avec les conduites permettent aussi de diriger le refoulement dans les deux à la fois ou dans l'une d'elles seulement.

Dans le cas d'une seule conduite avec un seul accumulateur, le tuyautage est simplifié, mais on doit avoir soin d'établir aussi des valves d'arrêt qui permettent de vider la conduite, l'accumulateur restant plein, ou *vice versa*; on doit aussi pouvoir isoler les pompes sans vider l'accumulateur et la canalisation.

28. — *Accumulateurs pour pressions très élevées.* — Pour les riveuses hydrauliques, Tweddell emploie l'accumulateur à piston différentiel (fig. 28); le piston est fixe et forme en même temps le guide sur lequel se meut le cylindre chargé de son contrepoids; il traverse le cylindre de part en part, mais présente des diamètres différents aux deux extrémités, de sorte qu'il équivaut à un piston unique ayant la section annulaire correspondant à la différence des deux plongeurs. La capacité de l'accumulateur est évidemment très réduite.

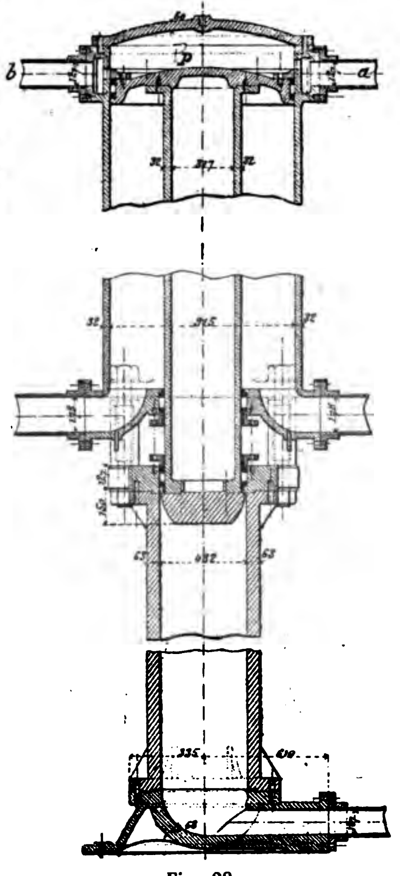

Fig. 28

On a fait usage également pour les pressions ordinaires, d'accumulateurs à cylindre renversé, qui diffèrent de l'appareil Tweddell en ce que le cylindre est fermé à sa partie supérieure; le contrepoids est alors guidé à la manière ordinaire, le plongeur est fixe, et un canal se trouve ménagé dans toute sa longueur pour l'arrivée et le départ de l'eau. Ce type est toutefois peu répandu.

29. — *Accumulateurs à contrepoids de vapeur ou d'air comprimé.* — Le contrepoids est encombrant, et son emploi n'est pas toujours possible, notamment à bord des navires, où il exigerait en outre un guidage important. M. Andrew Betts Brown a imaginé pour les applications à la marine un accumulateur dans lequel le contrepoids est remplacé par un piston de grand diamètre sur lequel agit la pression de la vapeur [1]. Cet appareil est employé en Amérique par Reynolds dans les installations d'ascenseurs; il est représenté par la figure 29. La vapeur vient des chaudières par la conduite *a*, qui se prolonge vers les machines jumelles attaquant les pompes par le branchement *b*; elle agit donc constamment sur le piston P, qui est lié directement au plongeur hy-

1. *Hydraulic Machinery on Ship-board, Engg.*, 1884-1-337.

draulique. La face inférieure du piston P est en communication permanente avec le condenseur de la pompeuse.


Fig. 29

Le réglage se fait ici d'une manière très simple : le piston P en arrivant au sommet de sa course ferme l'entrée de la vapeur dans le tuyau *b*, et arrête les pompes ; c'est cette position d'arrêt qui est dessinée dans la figure.

L'appareil peut aussi être disposé horizontalement, puisque la gravité n'y exerce qu'un effet presque nul.

Le bon fonctionnement dépend beaucoup de la garniture du piston à vapeur qui, dans les accumulateurs Reynolds, est faite au moyen d'un anneau en asbeste serré entre deux bagues de cuivre rouge.

Le défaut de l'accumulateur à contrepoids de vapeur réside dans les condensations importantes auxquelles il doit donner lieu, et dans les fuites de piston. Le contrepoids à air comprimé de Proett et Seelhoff [1] n'a pas ces inconvénients. Il présente une certaine analogie avec le précédent, mais la vapeur est remplacée par de l'air comprimé contenu dans le compartiment supérieur du cylindre renversé ; pour éviter que la pression n'augmente dans une trop forte mesure lorsque le piston est au sommet de sa course, la capacité réservée à l'air comprimé est agrandie au moyen d'un réservoir en tôle suspendu dans le plongeur hydraulique, et au moyen d'un second réservoir extérieur. La garniture du piston à air est constamment noyée sous une couche de glycérine ou d'huile. La pression de l'air peut être réglée comme on veut, il n'est

1. *Ernst* ouvrage cité, page 647. Cet accumulateur est construit par Breuer, Schumacher et Cie à Kalk, près Cologne.

donc pas nécessaire de donner au piston à air un diamètre de beaucoup supérieur à celui du plongeur.

Théoriquement, l'accumulateur à contrepoids d'air équivaut à un simple réservoir d'air placé sur la conduite d'eau sous pression, analogue aux cloches d'air des pompes ; mais on sait que l'air se dissout dans l'eau sous l'influence des fortes pressions (7ᵉ fasc. 99), de là dérive la nécessité de séparer les deux fluides au moyen d'un piston.

L'accumulateur à pression d'air est assez répandu dans les établissements métallurgiques d'Allemagne pour actionner des machines-outils telles que cisailles, riveuses, etc., il est construit pour supporter une pression de 75 atmosphères. Pour les applications à la marine, le réservoir d'air peut être constitué par des tubes en acier de petit diamètre.

30. — *Données sur quelques stations centrales.* — Ces données sont extraites en grande partie d'un mémoire présenté à la Société des In-

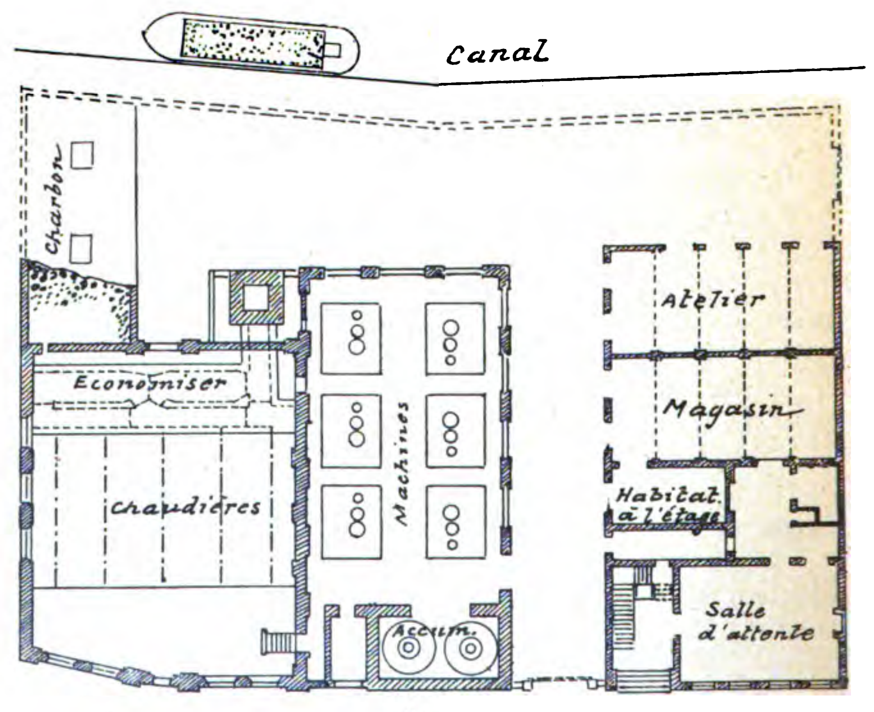


Fig. 30

génieurs-Mécaniciens de Londres par M. Ellington, qui possède une compétence spéciale en la matière (*Engg.*, 1895-2-362). [1]

Les stations centrales d'environ 1.200 chevaux paraissent les plus économiques au point de vue des frais d'exploitation par mètre cube d'eau foulée. La figure 30 représente le plan général de l'usine de Manchester, prévue pour 6 groupes de machines verticales de 200 chevaux chacun, analogues à celles des figures 21 et 22; quatre groupes seulement étaient établis à la fin de l'année 1895.

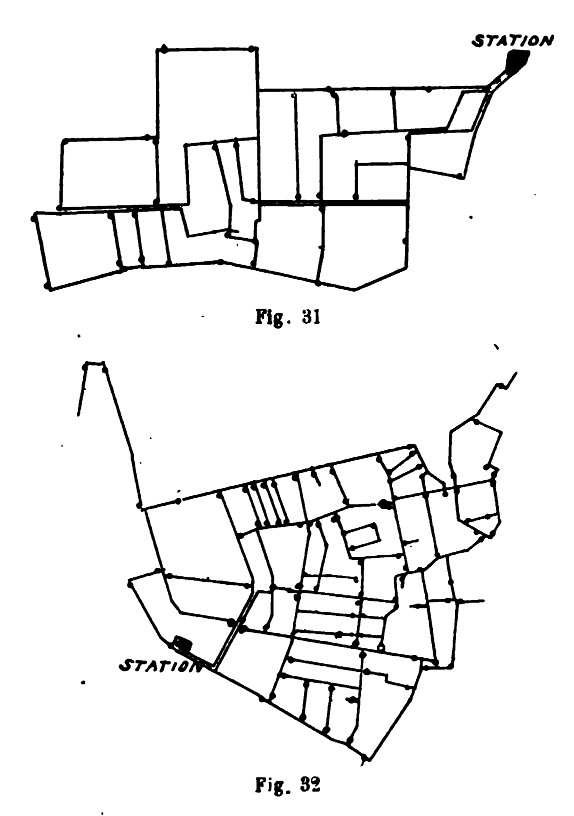


Fig. 31

Fig. 32

Les figures 31 et 32 donnent les canalisations de Glasgow et de Manchester; ces réseaux comprennent quatre conduites de départ disposées en circuits; des valves d'arrêt sont placées à 400 mètres de distance environ (figures 33 et 34); des soupapes de choc chargées au moyen de ressorts sont placées de part et d'autre des valves d'arrêt. La disposi-

1. Voir aussi *W. C. Unwin*, ouvrage cité au nº 5.

tion des circuits permet d'isoler tout tronçon dans lequel une réfection ou l'établissement d'une nouvelle prise d'eau serait nécessaire sans in-

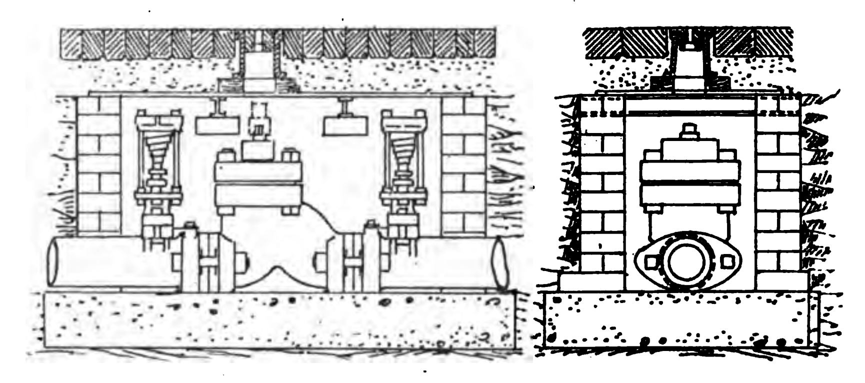


Fig. 33 et 34

terruption du service sur les autres points. M. Ellington résume dans le tableau ci-annexé les principales stations publiques existantes en 1895.

L'une des questions les moins bien résolues est le contrôle de la quantité d'eau dépensée par chaque abonné. Deux systèmes sont en usage : on peut mesurer le débit sur la prise d'eau à haute pression ou sur la décharge ; le premier système est le moins pratique, parce que les compteurs doivent résister à la pression maximum, ils doivent donc être solides, et en cas de dérangement ils mettent le récepteur momentanément hors de service ; on a donc plutôt pris le parti de mesurer l'eau de décharge. Dans la distribution de Londres, M. Ellington emploie le compteur Parkinson, qui présente la plus grande analogie avec les compteurs à gaz ; on emploie aussi le compteur Kent à capsulisme, mais on lui reproche de ne pas enregistrer les débits très faibles.

Pour éviter les pertes d'eau, il faut surveiller avec grand soin les débits totalisés des compteurs, et le volume pompé à la station centrale obtenu par les compteurs de tours des machines ; c'est par ce moyen qu'on peut se rendre compte des fuites ou des irrégularités. Le rapport entre le débit mesuré chez les consommateurs et la quantité refoulée est toujours nécessairement inférieur à l'unité, mais il a atteint la valeur 0,92 à Londres pour une moyenne de 10 années ; à Liverpool, il a atteint 0,95 pour une moyenne portant sur 5 années. Les pertes comprennent l'eau refoulée pendant les nuits de forte gelée pour entretenir le mouvement et retarder la congélation.

LOCALITÉ	ANNÉE de l'établissement	LONGUEUR des canalisations	DIAMÈTRE intérieur maximum	PUISSANCE à la Station	DÉBIT par semaine	PRESSION en atmosphères	NOMBRE d'opérateurs actionnés
		kilom.	mm.	chev.	m³		
Hull	1877	4	152	250	2265	47,5	58
Londres	1884	122	178	3400	42750	51	2300
Liverpool	1888	29	152	800	4530	54	453
Melbourne	1889	29	152	800	6800	51	413
Birmingham	1891	5,6	152	52	350	47,5	»
Sydney	1891	19	152	688	3330	51	210
Anvers (Cie Hydro-Elect.)	1894	7,25	300	1000	15000	51	3 turbines
Manchester	1894	19	152	800	4530	76 (1)	247
Glasgow	1895	14,4	178	600	0	76 (1)	0

1. Pour Manchester et Glasgow, la pression plus élevée de 76 atmosphères a été adoptée pour pouvoir actionner sans les modifier de nombreuses presses qui fonctionnaient dans les industries locales.

Le partage de la puissance en unités d'environ 200 chevaux se justifie par les grandes variations du débit horaire ; la figure 35 donne les fluctuations de la consommation à Londres, le 8 novembre 1894 ; on y constate que le maximum du débit n'est maintenu que pendant deux heures par jour, et qu'à nul moment de la journée ou de la nuit la demande ne cesse tout à fait.

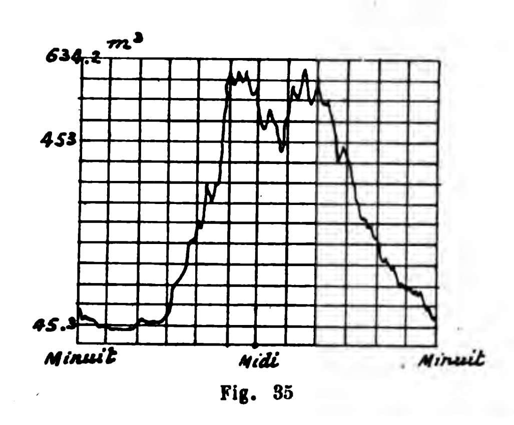


Fig. 35

En totalisant le volume refoulé pendant toute l'année et en le comparant au débit maximum dont les machines sont capables, on obtient un coefficient ou facteur de charge, qui s'est élevé à Londres, dans ces dernières années, à 33 %.

Le prix de revient de l'eau sous pression, comprenant le charbon, l'eau, les salaires payés à la station centrale et l'entretien des machines, est de 12 centimes en moyenne par mètre cube refoulé à 51 atmosphères ; ce prix s'est abaissé à 9,5 centimes pour la station de Wapping, où il a été le plus bas.

M. Ellington donne comme point de comparaison les prix de revient de la Compagnie Hydro-Electrique d'Anvers, qui sont de 7,25 centimes en janvier, et de 8,25 centimes en avril, mais ne comprennent pas les frais de direction, l'enlèvement des cendres, l'eau, ni l'entretien des machines.

A Anvers, pendant l'année 1889, les deux usines hydrauliques du port ont refoulé 652.520 mètres cubes d'eau, dont le prix de revient a été de 12 centimes par mètre cube ; le combustible et le graissage figurent dans ce total pour 8 centimes.

Dans les petites installations, les dépenses s'élèvent par suite de

causes diverses ; une aciérie de Leeds évalue à 29 centimes par mètre cube le prix de revient de l'eau portée à 47 atmosphères ([1]).

§ III

MACHINES RÉCEPTRICES

31. — *Divers genres de machines réceptrices.* — Les dispositions des machines réceptrices sont motivées par la nature des opérateurs à commander. Lorsqu'il s'agit de machines-outils et d'appareils de levage, l'eau agit directement sur un piston, dont la course est au besoin multipliée par des combinaisons de poulies; cette forme de récepteur est donc très simple, nous en verrons des exemples dans l'étude des appareils de levage.

Lorsqu'il s'agit d'obtenir un mouvement de rotation, on emploie généralement les moteurs à pistons (2e fasc. chap. III, et en particulier n° 108), dont Armstrong a créé plusieurs modèles, devenus classiques pour actionner des cabestans, des ponts tournants, etc.

Ces moteurs ne sont applicables qu'à des vitesses assez lentes, parce que la haute pression exclut l'emploi des réservoirs d'air, et qu'il faut néanmoins éviter les coups de bélier. Pour une marche rapide, il y aurait d'ailleurs de fortes pertes de charge dans les orifices de distribution.

Les machines à piston, lorsqu'elles fonctionnent à charge variable, ont le défaut de consommer la même quantité d'eau qu'à pleine charge; le réglage ne peut se faire que par étranglement de la prise d'eau, c'est-à-dire en réduisant la pression. Les correctifs imaginés par Hastie, Rigg, etc. (2e fasc., n° 110), outre qu'ils ne remplissent qu'imparfaitement le but, ne sont pas applicables à tous les cas.

On peut dire qu'il n'existe pas de récepteur à rotation satisfaisant pour l'utilisation de l'eau sous pression très élevée, aussi cet agent de distribution n'est pas employé pour mouvoir des usines et reste confiné à certains opérateurs spéciaux.

1. L'eau sous pression est vendue à Londres d'après un tarif qui décroît depuis 2 fr. 77 jusqu'à 0 fr. 78 par mètre cube lorsque la consommation trimestrielle s'élève de 18 à 1 360 mètres cubes (*Portefeuille des M.*, 1892, col. 95).

Les turbines ont été appliquées avec succès à des chutes naturelles très élevées, mais qui sont encore loin d'atteindre les hauteurs d'environ 500 mètres des distributions à haute pression.

Jusqu'ici, la seule application importante des turbines à l'utilisation d'une pression de 50 atmosphères a été faite par la Compagnie Hydro-Electrique d'Anvers (voir la note du n° 19).

M. Ellington rapporte que l'on a essayé en Angleterre la roue Pelton avec un certain succès; d'après une expérience qu'il cite, une roue de 457 millimètres de diamètre, alimentée par un ajutage distributeur de 4,5 millimètres, et tournant à 1.600 révolutions par minute, a développé une puissance de 6,88 chevaux avec 0,675 de rendement; ce chiffre s'entend du rapport entre le travail évalué sur l'arbre et le travail absolu de l'eau avant son entrée au moteur; la pression était de 49 atmosphères.

32. — *Turbines.* — Les turbines employées à Anvers pour actionner principalement des dynamos sont du système Girard à arbre horizontal; la roue est formée d'un disque dont le bord est entaillé à la fraise, de manière à laisser en relief les cloisons qui constituent les aubes, puis un anneau est rapporté à l'extérieur; la roue appartient donc au système axial. L'appareil injecteur est formé d'ajutages en nombre réduit placés sous un angle convenable.

Le moteur ainsi obtenu ne se distingue des turbines ordinaires que par les dimensions très réduites de ses canaux et de ses aubes, il est d'une grande simplicité, et sa vitesse le rend très peu encombrant. Cette vitesse convient d'ailleurs pour l'attaque des dynamos par couplage direct avec l'arbre de la turbine.

Nous avons fait en 1892, sur deux de ces turbines, une série d'expériences dans lesquelles l'eau a été mesurée de deux manières : par orifices en mince paroi calibrés, et par jaugeage direct. Le dispositif du frein, composé de deux sangles symétriques, était combiné de manière à annuler toute réaction sur l'arbre. Les nombres de tours ont été relevés au moyen d'un compteur et d'un chronomètre en même temps que les charges du frein. Les turbines en essai étaient montées à quelques mètres seulement d'un accumulateur toujours chargé, la pression de l'eau était de 47 atmosphères (usine des quais à Anvers-Sud).

Les turbines avaient été construites sur les indications de F. Van Rysselberghe, fondateur de la Compagnie Hydro-Electrique, les aubes étaient conformes aux indications de la théorie, c'est-à-dire que l'axe du jet

moteur était dirigé suivant la bissectrice de l'angle d'entrée. Voici quelques extraits des résultats obtenus :

Diamètre de la roue sur l'axe des canaux. . . .	680 millimètres.
Diamètre des jets au nombre de deux	4 »
Tours par minute.	1.168
Pression de l'eau à l'entrée	47 atm.
Puissance mesurée au frein	7.36 chevaux.
» absolue de l'eau	11.32 »
Rendement mécanique de la turbine	0.65

Une deuxième expérience dans des conditions semblables, mais avec la vitesse de 1.209 tours, légèrement supérieure à la précédente, a donné un rendement de 0,67.

Un troisième essai a été fait sur le même appareil au moyen de jets de diamètres décroissants pour déterminer la dépense d'eau à vide; nous avons trouvé qu'un seul ajutage n'ayant qu'un millimètre d'ouverture était encore un peu trop fort pour maintenir la vitesse de régime des expériences en charge, c'est-à-dire que nous avons dû agir légèrement sur une des sangles du frein. La vitesse de 1.242 tours par minute obtenue dans ces conditions a entraîné une dépense d'eau correspondant à $1^{ch},15$, évaluée en puissance absolue; la dépense était de 0,178 litre par seconde.

Avec deux ajutages d'un millimètre, la puissance au frein a été de $1^{ch},18$ pour 1.098 tours par minute; le rendement mécanique a été de 0,512.

Plusieurs essais ont encore été faits au moyen de deux ajutages de 3 millimètres; à la vitesse de 1.103 tours, la puissance au frein a été de $3^{ch},19$, et le rendement de 0.551.

Il est à remarquer que par suite de la disposition axiale, la réaction (2ᵉ fasc., nº 39), amenait sur l'épaulement de l'arbre une pression que l'on peut calculer et qui avait les valeurs suivantes :

Essai à vide, un orifice de 1 millimètre	3^k35
— deux orifices de 1 millimètre	6.70
— deux orifices de 4 millimètres	33.00

On aurait pu, en employant des dispositions mécaniques convenables, réduire le frottement dû à cette réaction. La roue Pelton, dont les aubes sont symétriques par rapport à l'arête d'entrée, ne donne lieu à aucune réaction suivant l'axe.

Une autre turbine du même type, mais de tracé un peu différent, a été accouplée à une dynamo; elle était munie d'un régulateur à boules à axe horizontal avec ressort antagoniste; les mouvements du manchon déterminaient l'embrayage avec deux cônes de friction commandant un petit registre agissant sur la section du jet; les orifices entièrement ouverts avaient une section rectangulaire de 4×5 millimètres. Ces expériences avaient surtout pour but de déterminer dans quelle mesure les variations de la charge pouvaient affecter le rendement; les résultats trouvés ont confirmé ceux des expériences au frein.

Pour la pression utilisée, la vitesse théorique de la veine injectée était de $97^{m},50$, et la vitesse circonférentielle de la roue aurait dû être de $53^{m},60$ pour réaliser le maximum d'effet, la vitesse de rotation correspondante est de 1.500 tours; mais ce calcul ne suppose aucune réduction de vitesse de la veine par suite des frottements, il est donc probable que la vitesse de 1.200 tours ne s'écartait pas beaucoup de celle donnant le maximum de rendement (1).

Il résulte de ces essais qu'on peut atteindre pratiquement un rendement de 65 °/o dans l'emploi de l'eau à 50 atmosphères actionnant des turbines. Ce rendement, insuffisant peut-être pour motiver une généralisation de l'eau comme agent de transmission lorsque le but principal est de fournir l'énergie électrique, paraît au contraire satisfaisant pour les applications isolées. Disons cependant que d'assez grandes difficultés ont été éprouvées pour éviter une usure rapide des ajutages et des aubes dans une marche continue et industrielle.

1. M. Rateau (*Revue de mécanique*, août 1898 page 159) montre que la courbe des rendements à allure variable sur une même hauteur de chute est une parabole; les vitesses de nos expériences correspondent à une ordonnée qui ne diffère que de 2 °/o du rendement maximum.

CHAPITRE III

Transmission par l'air comprimé.

33. — *Notice historique* (1). — On fait remonter à Papin l'idée de l'emploi de l'air comprimé comme agent de transport de l'énergie ; ce n'est qu'en 1810, puis en 1827, que Medhurst fit des tentatives pour l'application de l'air au transport, sans toutefois aboutir à rien de pratique. Clegg et Samuda réalisèrent en 1838 l'idée de Medhurst, et établirent le célèbre chemin de fer atmosphérique de Saint-Germain depuis longtemps démonté. L'idée du transport pneumatique a été reprise avec succès par Galy-Cazalat et a été appliquée pour la transmission des dépêches successivement à Londres en 1858, à Berlin en 1863, à Paris en 1866, mais il ne s'agit là que d'une application très spéciale (2).

Andraud et Tessié du Motay inventent en 1838 la locomotion à air comprimé (3), qui ne s'est toutefois développée que beaucoup plus tard ; la ligne de Courbevoie à l'Etoile date de 1875-76, les tramways de Nantes de 1879.

L'idée de se servir de l'air comprimé comme fluide transmetteur du travail ne se trouve pas à proprement parler dans la locomotion, où l'on utilise avant tout l'accumulation d'énergie due à la compressibilité, mais elle remonte plutôt à l'emploi qui en a été fait lors du percement du Mont-Cenis pour actionner à distance des machines perforatrices. Lorsque les travaux de ce tunnel étaient déjà entamés, Maus avait eu l'idée de recueillir la force motrice des chutes d'eau disponibles aux têtes et de la transmettre par cables télédynamiques jusqu'aux fronts d'attaque;

1. *Ruehlmann*, ouvrage cité, t. III p. 563 et t. IV p. 598 et 763.

2. Latimer Clark avait établi en 1853-54, entre Euston et le General Post Office de Londres, un tube de $1^{m},37$ de diamètre pour la transmission de paquets postaux au moyen de petits wagons munis d'un piston; les postes pneumatiques modernes n'ont que des réseaux de diamètre beaucoup plus petit.

3. La *Traction mécanique*, par *A. Barbet*, *Revue de mécanique*, novembre 1897.

l'établissement de ces câbles eut été impossible, mais l'air comprimé fournit la véritable solution pratique du problème. Il paraît établi que Colladon, de Genève, avait présenté à l'État Sarde, en 1852, un ensemble de dispositions relatives à l'emploi de l'air comprimé, comprenant la description de pompes de compression avec refroidissement par injection. En 1853, Sommeiller Grantis et Gratoni font breveter un bélier compresseur actionné directement par colonne d'eau ; plusieurs appareils de ce système, installés à Modane et à Bardonnèche, devaient fournir l'air comprimé aux deux têtes du tunnel ; ils ont été démontés sans avoir pu rendre aucun service (1); ils ont été remplacés par le compresseur à colonnes liquides de Sommeiller, breveté en 1860. Cet appareil, sorti en réalité de la collaboration prêtée à l'inventeur par la Société Cockerill et en particulier par M. Kraft, a rendu les plus grands services pour l'achèvement du premier tunnel percé sous les Alpes (2).

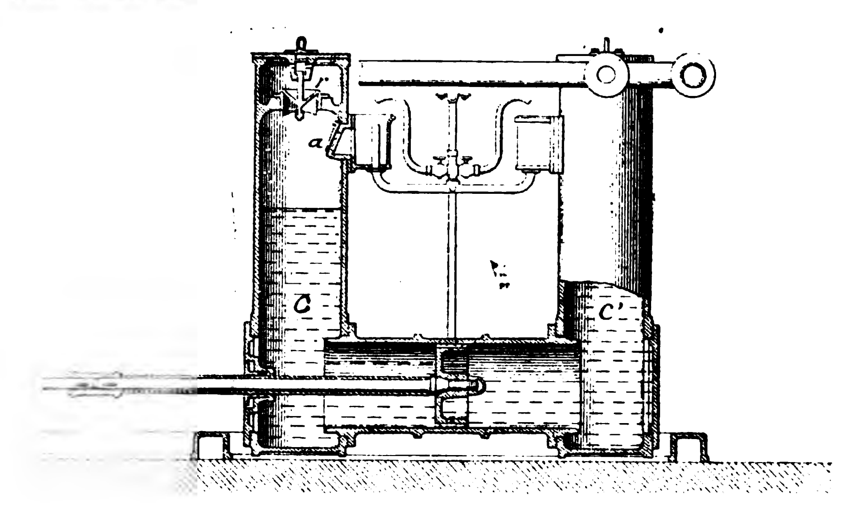


Fig. 36

1. Cet appareil agissait comme le bélier hydraulique ordinaire (7e fasc., no 115), sauf que la soupape généralement automatique de celui-ci était manœuvrée par une petite machine à colonne d'eau. Le retrait de la colonne après le coup de bélier déterminait l'aspiration de l'air, et la force vive de la colonne au coup suivant était employée à effectuer le travail de compression et le refoulement dans la canalisation.

Cette idée a été reprise plus récemment par Pearsal (*Unwin*, ouvrage cité, p. 183); enfin, un autre mode de compression directe imaginé par Taylor est signalé comme ayant reçu deux applications au Canada (*Engg.*, 1898-1-563).

2. Ce premier compresseur est décrit dans le *Portefeuille des machines*, 1862, pl. 1 à 4, il était actionné par des roues hydrauliques.

L'importance des colonnes liquides condamnaient le compresseur Sommeiller à une marche lente qui le rendait encombrant et peu propre à être commandé par turbines ou par machines à vapeur; il est resté assez longtemps en usage sous la forme de la figure 36 ; l'air est aspiré par les soupapes latérales *a*, et refoulé par celles établies en *r* au sommet des colonnes C et C'.

L'emploi de l'eau comme intermédiaire entre le piston et l'air se justifie par plusieurs raisons : le refroidissement nécessaire pour rapprocher la courbe de compression de la loi isothermique, la suppression de l'espace nuisible, et enfin la réduction des fuites de piston. Pour atteindre le but, une petite quantité d'eau doit être admise pour faire le plein; elle est distribuée par une canalisation spéciale aux deux auges qui entourent les soupapes d'aspiration. L'excès d'eau est refoulé dans la conduite et est extrait par des purgeurs placés au bas des réservoirs. Ces premiers compresseurs ont servi de point de départ à de nombreuses modifications.

§ I.

COMPRESSEURS

34. — *Théorie des compresseurs.* — Envisageons d'abord un cylindre sans espace nuisible, et supposons que les soupapes d'aspiration et de refoulement ne donnent lieu à aucune perte de charge; supposons de plus que le volume du réservoir soit infini. L'aspiration se fait à la pression atmosphérique suivant la ligne AB du diagramme (fig. 37), la loi de compression BC est influencée par la quantité de chaleur enlevée pendant l'opération. Comme les moyens réfrigérants se résument à l'emploi de l'eau à la température ambiante, et que, d'autre part, la suppression de tout refroidissement extérieur laisse subsister l'action des parois, la

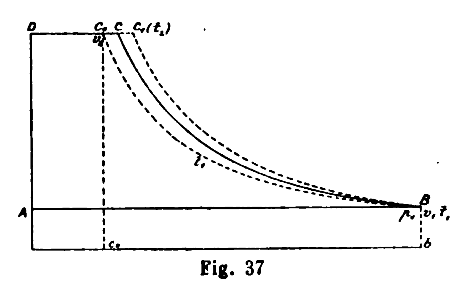


Fig. 37

ligne de compression BC est comprise entre l'isothermique BC_0, et l'adia-

batique BC_1. Dans le premier cas, la température serait constante et égale à celle de l'air aspiré ; dans le second cas, elle augmenterait avec le taux de la compression suivant une loi connue. Nous rappelons ici les résultats trouvés dans le troisième fascicule (nos 14 et 15) l'air ou le gaz étant supposés secs.

Désignons par $p_1 v_1$ et t_1 la pression, le volume et la température au commencement de la compression; par $p_2 v_2$ la pression et le volume à la fin de la compression isothermique ; par p et v la pression et le volume pour un point intermédiaire quelconque ; on a pour l'équation de la loi de compression :

$$p v = p_1 v_1 = p_2 v_2 .$$

pour la chaleur à enlever :

$$Q = (a + t_1)(C - c)\, l_n \frac{p_2}{p_1}$$

pour le travail à dépenser, représenté sur le diagramme par $bBC_0\, c_0$ ou par ABC_0D :

$$T_{is} = p_1 v_1\, l_n \frac{p_2}{p_1}$$

ou, en désignant par n le taux de la compression, c'est-à-dire le rapport de la pression finale p_2 à la pression initiale p_1 :

$$T_{is} = p_1 v_1\, l_n\, n$$

Pour la compression adiabatique BC_1, on a pour l'équation de la courbe :

$$p v^\gamma = p_1 v_1^\gamma$$

γ étant le rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant, qui peut être pris égal à 1,41.

La température t_2 à la fin de la compression est ici donnée en fonction du volume v'_2 ou de la pression p_2 par les relations :

$$\frac{a + t_2}{a + t_1} = \left(\frac{v_1}{v'_2}\right)^{\gamma - 1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

Le travail ABC_1D est donné par :

$$T_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\,(p_2 v'_2 - p_1 v_1)$$

ou :

$$T_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 v_1 \left(n^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Comme l'air reprend la température ambiante après son refoulement dans les réservoirs, l'effet obtenu est indépendant de la loi de compression; il y a intérêt, pour dépenser le moins de travail possible, à réaliser la compression isothermique. Le rapport entre les travaux T_{ad} et T_{is} est donc intéressant à considérer, il a pour valeur :

$$\frac{T_{ad}}{T_{is}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{n^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1}{l_n n}$$

Pratiquement, la loi de compression est toujours donnée par une équation de la forme :

$$p v^k = p_1 v_1^k$$

k ayant une valeur comprise entre 1 et γ ; et le travail dépensé pour l'aspiration, la compression et le refoulement est alors donné par l'expression :

$$T = \frac{k}{k - 1} p_1 v_1 \left(n^{\frac{k - 1}{k}} - 1 \right)$$

On peut chercher la valeur du rapport de T à T_{is} pour différentes valeurs de n, en donnant à k des valeurs comprises entre 1 (compression isothermique) et γ (compression adiabatique). On obtient ainsi le tableau suivant :

n	$\frac{T}{T_{is}}$ $k = 1.2$	$\frac{T}{T_{is}}$ $k = 1.3$	$\frac{T_{ad}}{T_{is}}$
2	1.065	1.085	1.11
4	1.120	1.170	1.23
6	1.160	1.230	1.30
8	1.188	1.280	1.38
10	1.210	1.310	1.42

Le travail de la compression isothermique ABC_0D représente le minimum de la dépense possible, c'est le travail utilement employé pour la

compression; le travail de la compression adiabatique ABC_1D est au contraire un maximum qui n'est jamais atteint en supposant négligées toutes les autres causes de perte; le rapport de ce travail à celui de la compression isothermique s'élève avec le taux de compression, c'est-à-dire que l'emploi des moyens réfrigérants s'impose d'autant plus que la compression est plus élevée.

35. — *Influence de l'espace nuisible.* — Supposons qu'un volume v_e, non parcouru par le piston, soit ajouté au cylindre (fig. 38); à la fin du refoulement, ce volume reste rempli d'air à la pression maximum, qui se détend pendant la course d'aspiration du piston. L'aspiration ne commence en réalité qu'au point A, lorsque la pression de l'air détendu n'est plus supérieure à la pression atmosphérique. L'effet de l'espace nuisible est donc de diminuer la capacité d'aspiration du compresseur.

Si l'on suppose que l'exposant est le même pour la loi de détente DA et pour la compression BC, il est facile de démontrer que le travail dépensé ABCD est le même que pour un compresseur sans espace nuisible qui comprimerait à la même pression, et dont le diagramme serait *ab*CD; les abscisses comprises entre les courbes BC et *b*C seraient égales à celles comprises entre AD et *a*D ; le volume aspiré *ab* serait égal à AB. Théoriquement, l'espace nuisible ne diminue pas le rendement mécanique du compresseur; cependant, comme les résistances passives augmentent nécessairement avec le volume du cylindre, on doit autant que possible chercher à le réduire.

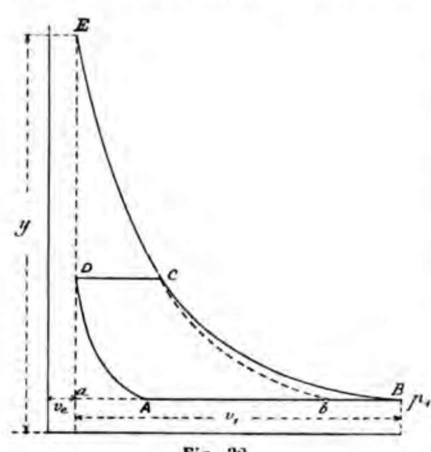


Fig. 38

L'espace nuisible limite la pression maximum qui peut être réalisée ; car prolongeons la ligne de compression BC jusqu'au point E, et supposons que la pression d'emmagasinage dans le réservoir soit celle correspondante à ce point. Dans ce cas, il n'y aura plus d'aspiration, puisque la loi de détente pendant la course directe du piston est EB et que la pression atmosphérique ne sera atteinte qu'à l'extrémité de la course.

Soit y la pression atteinte au point E ; on aura, si k est l'exposant de la courbe de compression, et si on continue à désigner par v_1 le volume parcouru par le piston pendant toute sa course :

$$y\, v_e^k = p_1 (v_1 + v_e)^k$$

En désignant par m le rapport de l'espace nuisible v_e au volume v_1 engendré par le piston, on a :

$$y = p_1 \left(\frac{1 + m}{m}\right)^k$$

Pour un même espace nuisible, la pression qu'il est possible d'atteindre avec un compresseur s'élève avec l'exposant k de la loi de compression. Pour la même valeur de l'exposant k, la pression limite s'élève lorsque l'espace nuisible diminue.

Pour la compression isothermique, $k = 1$, et l'on a :

$$y = p_1 \left(\frac{1 + m}{m}\right)$$

La pression *effective* à la fin de la compression est l'excès de y sur la pression p_1, dans le cas de la compression isothermique, elle est donnée par :

$$y - p_1 = \frac{p_1}{m}$$

Si on suppose que p_1 est la pression atmosphérique, et que $y - p_1$ est exprimé en atmosphères, on voit que la pression effective qui peut être atteinte à la fin de la compression est donnée par l'inverse du rapport m, c'est-à-dire qu'on ne pourra réaliser par la compresssion isothermique une pression effective supérieure à 8, 9, 10 atmosphères, avec un espace nuisible atteignant $\frac{1}{8}, \frac{1}{9}, \frac{1}{10}$ du volume engendré par le piston.

Indépendamment de son influence sur le volume du cylindre compresseur et sur les résistances passives, l'espace nuisible limite donc le taux de la compression qu'il est possible d'atteindre, et il y a tout avantage à le réduire. Son volume se compose du jeu nécessaire à fond de course entre le piston et les couvercles, ainsi que des creux qu'il n'est pas toujours possible d'éviter dans la disposition des soupapes.

La compression par l'intermédiaire d'une colonne d'eau semble, au premier abord, supprimer l'espace nuisible, puisque l'eau peut se mou-

ler contre toutes les saillies des couvercles et remplir tous les vides, et que, par l'introduction d'une petite quantité de liquide à chaque aspiration, on est certain d'obtenir un remplissage parfait. Mais l'eau dissout l'air en quantité plus ou moins grande pendant la compression, et se dégage lorsque la pression baisse ; en réalité, l'effet de l'eau est donc de dissimuler jusqu'à un certain point l'espace nuisible.

36. — *Moyens de refroidissement employés.* — Dans le compresseur à colonnes déjà décrit, l'air est en contact avec des parois mouillées et avec la surface libre des colonnes ; le refroidissement qui en résulte n'est efficace qu'à marche très lente ; on a amélioré le fonctionnement et rendu de plus grandes vitesses possibles en augmentant la section des colonnes par rapport à celle du piston ; en ce qui concerne la vitesse, l'effet obtenu est du même ordre que celui qui est étudié dans le septième fascicule à propos de la commande des pompes à mouvement alternatif.

On a aussi cherché, par l'élargissement des colonnes, à augmenter la surface de contact avec l'eau ; avec des colonnes de section constante, la surface mouillée diminue de plus en plus vers la fin de la compression ; on peut compenser cet effet par un évasement plus ou moins prononcé qui facilite considérablement l'installation des soupapes et per-

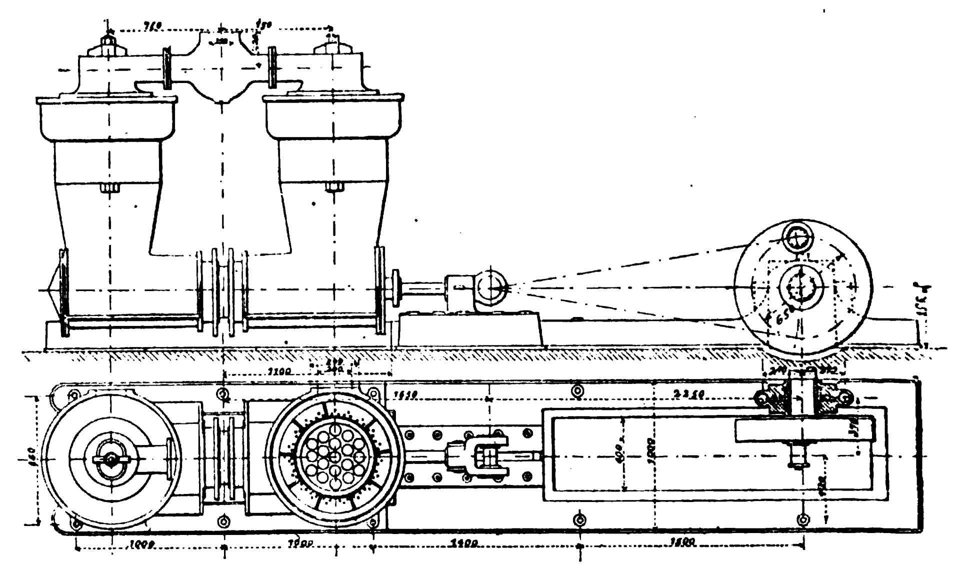


Fig. 39 et 40

met de leur donner une section convenable. On a été conduit ainsi au compresseur réalisé par la Société Humboldt en 1866 et aux formes plus ou moins analogues des appareils employés au percement du tunnel de l'Arlberg vers 1880 (*Engg.*, 1881-1-114 et 1885-1-368). Les figures 39 à 42,

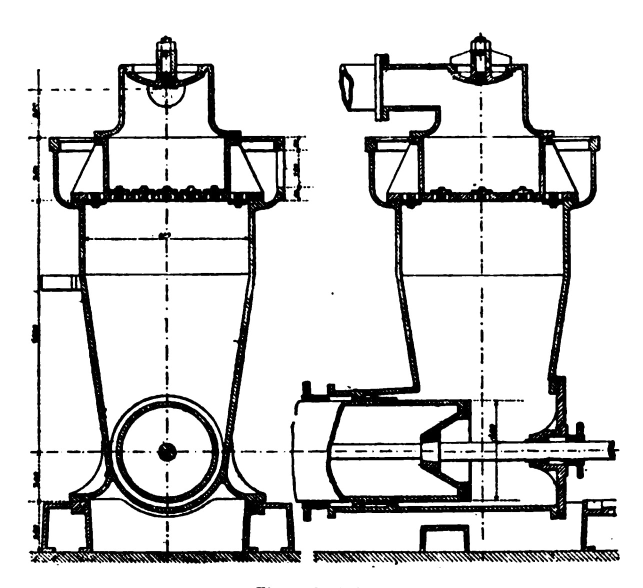


Fig. 41 et 42

empruntées à *Engineering*, donnent le détail de ces derniers compresseurs, construits sur les plans de M. Stanek par Breitfeld, Danek et C[ie] à Prague. La commande se faisait par turbines ; plus tard, des compresseurs du même système ayant 720 millimètres de diamètre de piston et 1 mètre de course furent employés, ils étaient actionnés par des machines à colonne d'eau de Mayer (2e fasc. n° 113) ; à la vitesse de 15 tours par minute ($0^m,50$ de vitesse de piston par seconde) et pour une pression effective de 7 atmosphères, l'exposant de la courbe de compression était de 1,3 environ; la vitesse pouvait atteindre 27 révolutions.

M. Hanarte a aussi préconisé depuis longtemps une forme très évasée des colonnes, concurremment avec d'autres dispositions destinées à multiplier les surfaces de contact entre l'eau et l'air [1].

Les résultats que l'on peut obtenir par ces moyens échappent à tout calcul *a priori* ; la chaleur due au travail de compression se développe

1. *Revue Universelle des Mines*, 3e série, t. XVI, 1891, p. 113.

en tous les points de la masse et s'écoule par conductibilité vers la périphérie, d'où elle est transmise à l'eau et aux parois par contact.

On emploie d'une manière beaucoup plus générale le refroidissement par une injection d'*eau pulvérisée*. Ce moyen préconisé à l'origine par Colladon a été appliqué par lui aux compresseurs du Saint-Gothard, où les colonnes d'eau ont été tout à fait supprimées ; le refroidissement était complété par une chemise à circulation d'eau enveloppant le cylindre, et par une circulation d'eau à l'intérieur de la tige et du piston.

Dubois et François ont employé pendant longtemps une solution mixte en conservant des colonnes très réduites A et B (fig. 43), avec des busettes d'injection *p* munies d'un bec recourbé *c* ; les soupapes de refoulement S et S' sont au sommet des colonnes, tandis que les soupapes

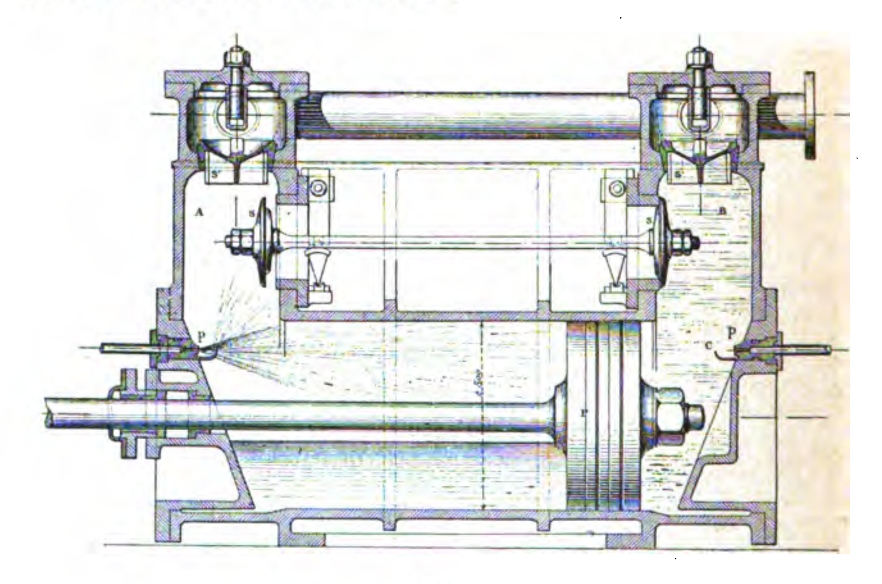


Fig. 43

d'aspiration S sont sur les faces latérales intérieures ; ces soupapes sont rendues solidaires par une tige reposant sur des osselets ou secteurs qui assurent leur mobilité ; le but de cette liaison est de diminuer le temps de fermeture de ces soupapes au point mort. Les figures 44 et 45 sont des coupes transversales faites dans un compresseur à deux cylindres jumelés.

Les figures 46 à 48 représentent les compresseurs construits en 1889

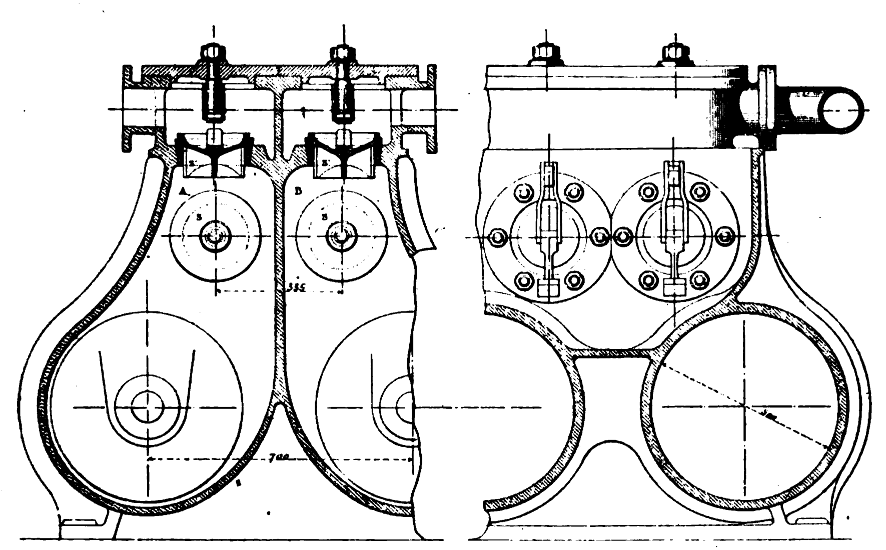


Fig. 44 et 45

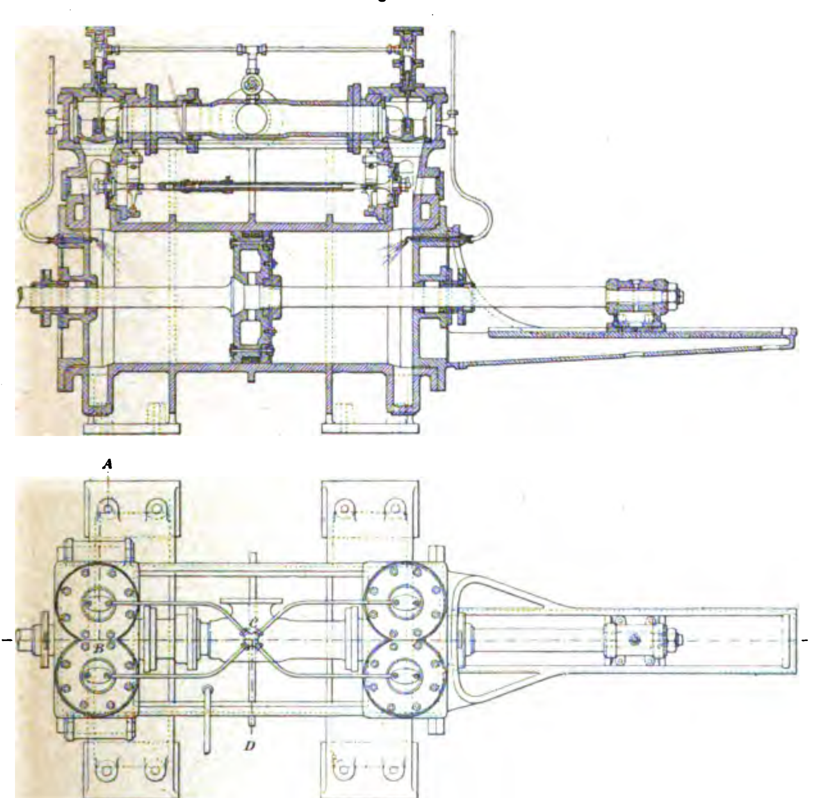


Fig. 46 et 47

par la Société Cockerill sur les données de Dubois et François pour la Station de Saint-Fargeau de la Compagnie Popp à Paris (¹).

La disposition générale de la figure 43 était conservée, mais avec des colonnes de volume très réduit et un espace nuisible limité ; les soupa-

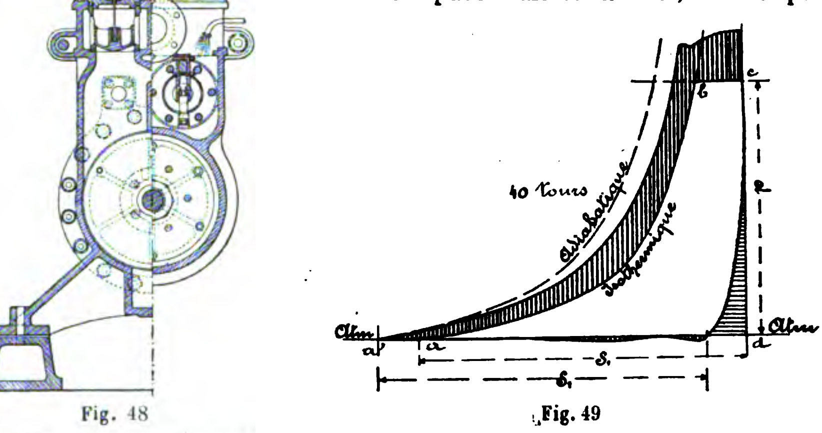


Fig. 48 Fig. 49

pes d'aspiration étaient encore solidaires, mais leurs tiges entraient télescopiquement l'une dans l'autre et étaient sollicitées par un ressort à se rapprocher. Les pistons de ces compresseurs avaient 600 millimètres de diamètre et $1^m,200$ de course ; ils étaient actionnés à 45 tours par minute, soit à une vitesse moyenne de piston de $1^m,80$ par seconde. Riedler donne le diagramme (fig. 49) relevé à 40 tours sur ces compresseurs ; la pression effective dans les réservoirs était de 6 atmosphères, S_1 représente le volume d'air effectivement aspiré. La surface de ce diagramme doit donc être comparée au diagramme théorique de la compression isothermique d'un volume d'air égal, soit à *abcd*. Sur la figure se trouve aussi tracée la ligne de compression adiabatique du volume *ad* sur lequel la compression est supposée porter ; il est à remarquer toutefois que cette interprétation n'est pas tout à fait exacte, car il faudrait encore ajouter à ce volume celui de l'espace nuisible vrai ou dissimulé dans l'eau à cause de son pouvoir dissolvant pour l'air.

Les colonnes ont été supprimées d'une manière plus radicale encore dans la plupart des compresseurs, par exemple dans celui de Sautter, Lemonnier et Cie (fig. 50 et 51), (d'après M. Dechamps). Le refroidisse-

1. D'après un important mémoire de M. Dechamps, auquel il sera fait encore plusieurs emprunts dans ce qui suit. et qui a été publié dans la *Revue Universelle des Mines* de Liége, t. VIII, 3e série, 1889.

ment se fait ici par une enveloppe d'eau et par trois injecteurs d'eau

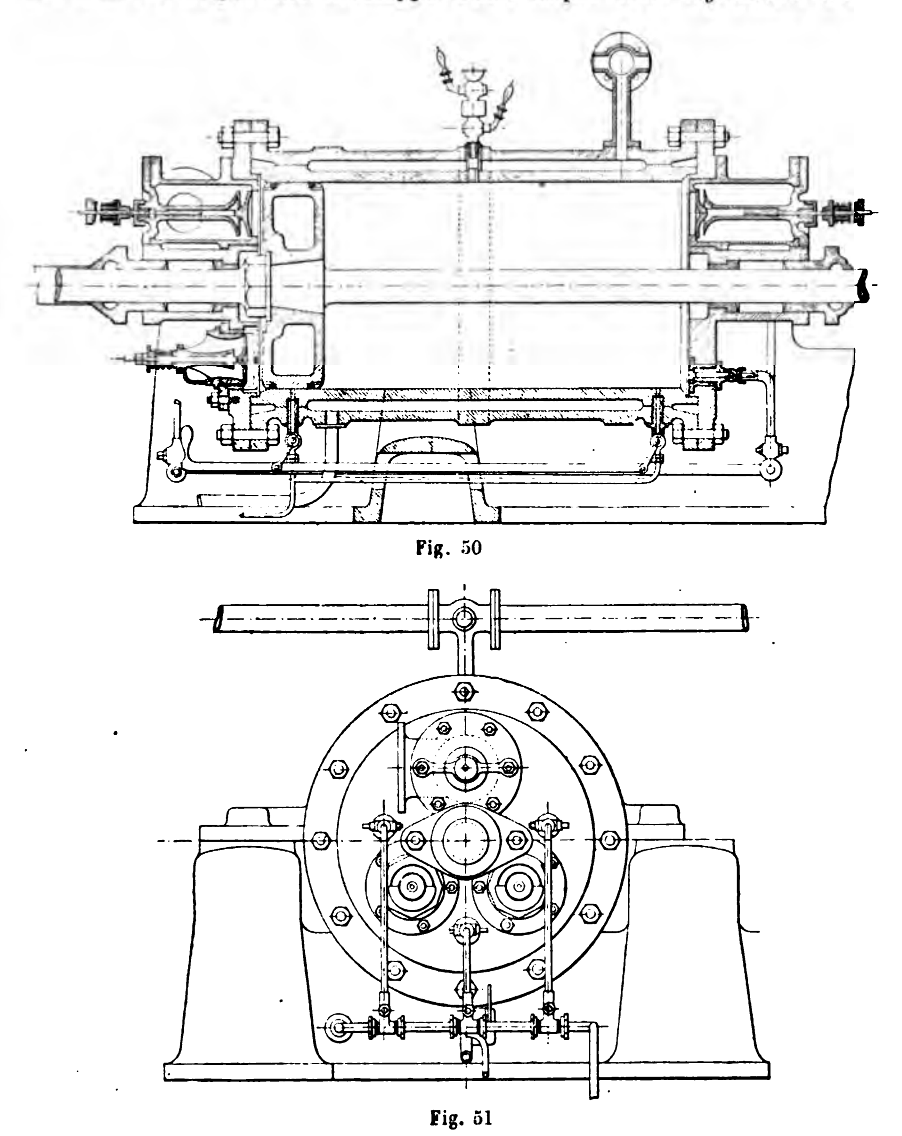


Fig. 50

Fig. 51

pulvérisée sur chacun des fonds ; la figure 52 représente les pulvérisateurs. L'espace nuisible est réduit au minimum par des soins de tracé et de construction, les creux réservés vers l'intérieur du cylindre pour le fonctionnement des soupapes étant aussi réduits que possible; les

figures 53 et 54 représentent les soupapes d'aspiration et de refoulement [1].

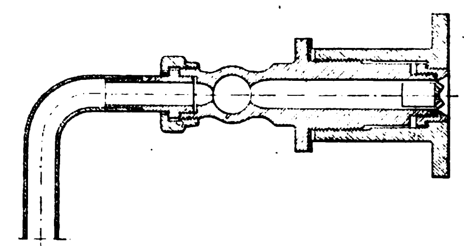


Fig. 52

Enfin, il existe une classe particulière de compresseurs dans lesquels le refroidissement se fait uniquement par une circulation d'eau dans l'enveloppe du cylindre, circulation qui est quelquefois étendue au fond

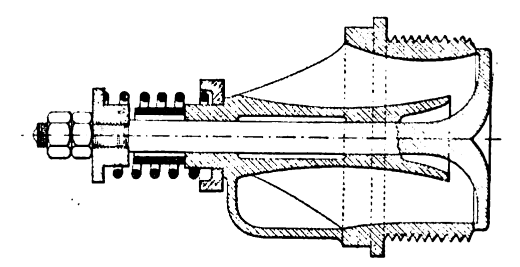


Fig. 53

et au couvercle. Ces appareils sont appelés *compresseurs secs* ; l'injection d'eau dans le cylindre n'est pas possible pour certains gaz, tel est,

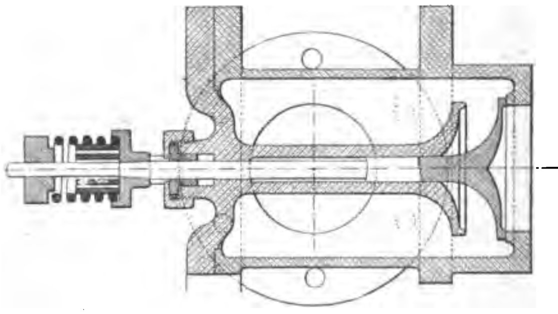


Fig. 54

1. Voir les dispositions ingénieuses adoptées par R. Meyer pour diminuer les chocs des soupapes au moyen d'un *dash-pot* à air dans les compresseurs à grande vitesse, Haeder, *Dampfmaschinen* 4e édition, p. 501.

par exemple, l'acide sulfureux employé dans les machines frigorifiques (3e fasc.); pour les petits compresseurs d'air à grande vitesse, l'injection d'eau ne serait pas non plus sans inconvénients, à cause des chocs auxquels elle pourrait donner lieu dans le passage des points morts, et on la supprime le plus souvent. Enfin, certaines applications demandent que l'air soit aussi sec que possible, et lorsque la compression se fait en présence de l'eau, il est forcément saturé.

Les compresseurs secs demandent des soins particuliers de graissage (Voir n° 40 plus loin).

37. — *Phénomènes accompagnant la compression de l'air humide.* — L'eau pulvérisée n'est pas introduite d'un coup dans l'air à comprimer, l'injection se prolonge pendant la compression même, il serait donc assez difficile d'étudier théoriquement la loi de compression réelle ; il est néanmoins instructif de résoudre le problème d'une manière approximative, en le ramenant à des hypothèses simples. Nous admettons dans ce qui suit que l'eau injectée par course double sur une face du piston est répartie uniformément au sein de la masse gazeuse au moment où la compression commence ; nous supposerons aussi que l'eau prend instantanément la température de l'air. La transformation à étudier est donc celle d'un mélange gazeux en présence d'un poids d'eau constant partiellement vaporisé, et dont le titre en vapeur est variable. Ce problème a été traité ailleurs (3e fasc. n° 56) [1]. Nous rappellerons seulement ici que la loi de Dalton est applicable à la vapeur qui sature l'air, c'est-à-dire qu'aux températures croissantes de la compression, la tension p de la vapeur s'élève suivant la loi de Regnault. La pression p' de l'air est liée à son volume v et à la température absolue T par l'équation fondamentale des gaz :

$$p' v = \mathrm{R\,T}$$

La pression totale $p + p'$ est celle qu'accuse le diagramme d'indicateur. Pour des pressions croissantes, l'eau en suspension dans la masse d'air est plus ou moins vaporisée, son entropie change ainsi que celle de l'air, mais si l'on suppose que les parois sont imperméables à la chaleur, l'entropie totale reste constante, ce qui suffit à déterminer le problème.

1. Nous en avons donné une solution graphique par le diagramme entropique (*Revue de Mécanique*, avril 1897, p. 330), reproduite dans un tirage à part sous le titre : *Le Diagramme Entropique*, etc., Dunod, 1897, p. 36.

Après le refoulement, l'air et la vapeur qui le sature ainsi que l'eau non vaporisée sont envoyés dans un réservoir pratiquement infini, et dont la température est celle de l'atmosphère ; le refroidissement s'opère donc sous pression constante. Si on considère enfin l'air refroidi, il est saturé de vapeur à la même température, donc à la même pression qu'au commencement de la compression ; mais son volume étant réduit, cet air ne conserve à l'état de vapeur qu'une partie de l'eau qui le saturait à la pression atmosphérique, le restant est condensé. Ainsi, l'air saturé de vapeur d'eau à la pression atmosphérique donne lieu à une condensation lorsqu'on le ramène à la température ambiante après la compression ; de même, l'air non saturé peut être amené au point de saturation après qu'il a été comprimé.

Pour certaines applications, et notamment la poste pneumatique, la condensation pourrait former des poches d'eau dans les tuyaux, on a soin d'assurer la précipitation de l'eau dans un réfrigérant tubulaire à la sortie des compresseurs.

Application numérique. — On suppose que le kilogramme d'air renferme en suspension $0^k,425$ d'eau à 20 degrés centigrades sous la pression atmosphérique normale, soit 10.334 kilogrammes par mètre carré.

La tension de la vapeur d'eau à cette température est de : 236 kil.

La tension de l'air est donc 10.334 — 236, ou : 10.098 »

Le kilogramme d'air sous cette pression et à 20 degrés a pour volume $0^{m3},850$; le volume de l'eau est donc $\frac{1}{2000}$ de celui de l'air (proportion employée dans les compresseurs Sautter, Lemonnier et Cie). Pour évaluer le volume de l'air pendant la compression, l'espace occupé par l'eau peut être négligé.

Cela posé, et en admettant les hypothèses faites au commencement du n° 37, on trouve que la loi des tensions de la vapeur est donnée par la courbe *ab* (fig. 55), tandis que AB figure la loi de compression du mélange telle qu'elle serait fournie par un diagramme d'indicateur. Pour toute ordonnée telle que *mq*, *mn* est la tension de la vapeur, *nq* est la tension propre de l'air.

L'équation de la ligne AB est donnée avec une grande approximation par :

$$p\,v^{1,16} = \text{Constante}.$$

La loi de l'élévation de la température en fonction de la pression est donnée par la courbe tracée à droite du diagramme ; pour une compres-

sion à 13,5 atmosphères absolues (12,5 effectives), l'élévation de tempé-

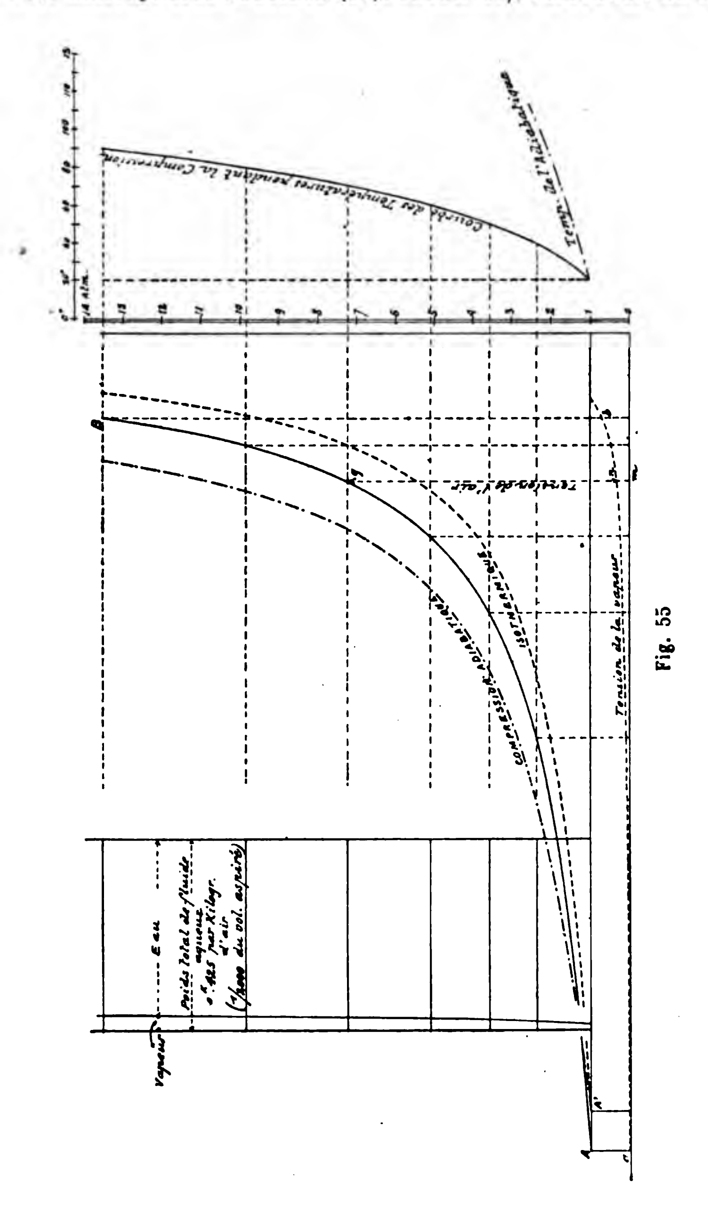


Fig. 55

rature n'est que de 70 degrés, tandis qu'elle serait de plus de 350 degrés pour la compression adiabatique.

Aux diverses pressions, le poids de vapeur qui sature l'air est une partie croissante du poids total du fluide aqueux injecté; le diagramme dessiné à gauche de la figure indique les poids relatifs de vapeur et d'eau.

Enfin, nous avons tracé les lignes de compression isothermique et adiabatique pour le même poids d'air sec qui serait à la pression atmosphérique normale à l'état initial, et dont le volume serait, par conséquent, un peu plus petit; ces courbes partent du point A'.

Lors du refoulement au réservoir, la température initiale étant rétablie, le poids d'eau conservé dans l'air à l'état de vapeur redevient très minime (une fraction du poids initial de vapeur égale au rapport du volume final au volume aspiré), c'est-à-dire que l'eau injectée se retrouve presqu'entièrement précipitée au réservoir.

On ne devra pas perdre de vue que les résultats donnés ci-dessus supposent toutes choses au mieux en admettant que l'eau pulvérisée dans la masse prend toujours la température de l'air; d'autre part, ils négligent le refroidissement superficiel dû au contact des parois et qui, dans certains appareils, est activé par une enveloppe d'eau.

On conçoit que les conditions du refroidissement étant influencées par diverses circonstances, il n'est pas possible de donner des règles absolues quant à l'exposant de la loi de compression; comme première approximation, on pourra cependant admettre l'exposant 1,2 lorsque le refroidissement a lieu par une injection d'eau pulvérisée et par une enveloppe; cet exposant s'élève pour les compressions rapides; on pourra compter sur la valeur 1,3 dans les compresseurs à colonne d'eau sans injection [1]. Le rapport du travail à dépenser dans les deux cas au travail de la compression isothermique serait donc donné par les deux premières colonnes du tableau du n° 34, mais les rendements pratiques s'abaissent par suite d'une nouvelle cause que nous allons examiner.

38. — *Pertes dues aux soupapes.* — Les étranglements dus aux soupapes d'aspiration et de refoulement ont pour effet d'abaisser la pression d'aspiration en dessous de la pression atmosphérique, et de relever la pression de refoulement au-dessus de celle du réservoir ; le diagramme

1. D'après les expériences de M. Burdy, ingénieur au Creusot, l'exposant serait 1.25 pour les compresseurs à injection pulvérisée, et 1.39 lorsque l'eau est introduite en jets (*Revue de Mécanique*, février 1898, p. 181). Voir aussi sur ce sujet les études de M. Mallard, *Bulletin de la Société de l'Industrie Minérale*, t. XII p. 625 (cité par M. Sauvage).

relevé sur le cylindre à air affecte donc plus ou moins la forme en trait plein de la figure 56; les étranglements sont ordinairement moins sensibles vers les extrémités de la course, où la vitesse de piston est plus faible. Le relèvement de la pression au commencement de la période de refoulement sera expliqué à la fin de ce numéro.

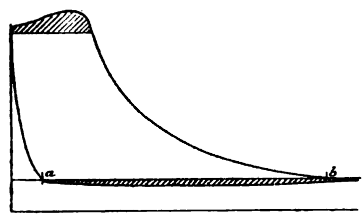


Fig. 56

Le travail résistant de l'air sur le piston compresseur est donné par la surface du diagramme, tandis que le volume réellement aspiré ramené à la pression atmosphérique est *ab*. Pour obtenir le rendement de la compression, abstraction faite de tout frottement des organes, il faut donc prendre le rapport entre le travail à dépenser pour aspirer le volume *ab* à la pression atmosphérique, et le porter suivant la loi isothermique jusqu'à la pression du réservoir ; ceci suppose encore toutefois que l'air n'est pas échauffé pendant l'aspiration par le contact des parois.

L'effet de l'étranglement des soupapes est donné approximativement par les surfaces couvertes de hachures ; le retard dans l'ouverture des soupapes produit un effet analogue, tandis que le retard dans leur fermeture diminue la capacité du compresseur sans affecter autant le rendement. Cette remarque s'applique aussi bien aux soupapes d'aspiration qu'à celles de refoulement.

A vitesse égale dans les sections étranglées, les pertes de pression, proportionnelles au poids spécifique du fluide, sont beaucoup plus marquées au refoulement qu'à l'aspiration ; mais pour des compressions assez élevées, le refoulement ne se produit que pendant une petite fraction de la course, lorsque la vitesse de piston est déjà ralentie. De plus, comme le travail des résistances à l'aspiration se fait sentir pendant toute la course, et que la compression à l'entrée diminue la capacité du compresseur en reculant le point *b* vers la gauche, on attache plus de prix à avoir des vitesses modérées à l'aspiration qu'au refoulement. Les soupapes d'aspiration sont souvent doublées, comme dans le compresseur Sautter (fig. 51 *ante*).

D'après M. Dechamps (mémoire cité) il ressort de l'étude des diagrammes de divers compresseurs que les vitesses moyennes de 30 mètres à l'aspiration, et de 55 mètres au refoulement donnent des pertes de charge très sensibles ; cet ingénieur cite comme particulièrement modé-

rées les vitesses du compresseur Dubois et François à colonnes (fig. 46 et 48 *ante*), pour lequel, à l'allure de 50 tours, répondent des vitesses moyennes de 12m,50 et de 22 mètres pour l'aspiration et le refoulement, en admettant que les soupapes se lèvent du 1/8 de leur diamètre.

Dans les grands compresseurs de l'Arlberg, la disposition des colonnes a permis de donner aux soupapes d'aspiration et de refoulement une section qui atteint 29,3 et 26,9 % de la surface du piston. Il est vrai que les soupapes sont des disques en caoutchouc à faible levée.

Dans les compresseurs sans colonnes, où l'on installe les soupapes autant que possible sur les fonds pour réduire l'espace nuisible, il y a une réelle difficulté à leur donner une section suffisante.

Nous signalerons comme disposition intéressante, quant aux soupapes d'aspiration, celle que l'on trouve dans le compresseur Blanchodt, de Vevey (fig. 57) (d'après M. Dechamps), ainsi que dans d'autres appareils (Sturgeon).

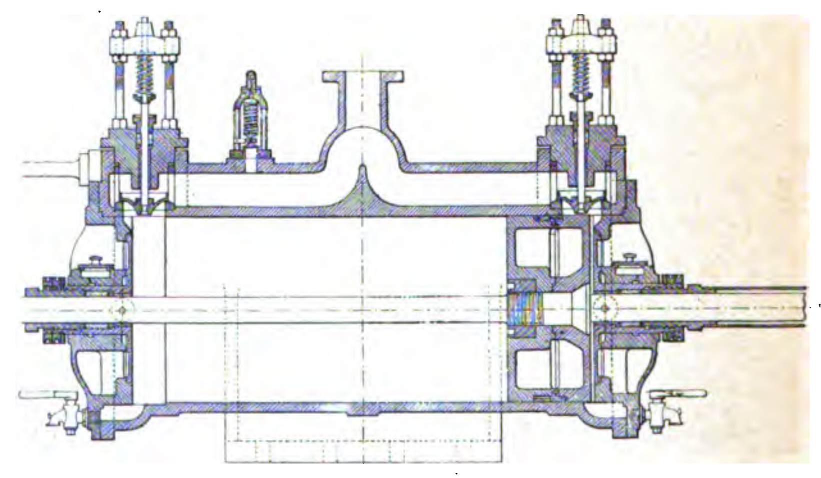


Fig. 57

Les soupapes d'aspiration sont formées d'un disque concentrique à la tige, et sont guidées sur celle-ci par une douille qui renferme le bourrage ; ces soupapes annulaires sont en outre guidées dans la douille du couvercle, par rapport à laquelle elles ont un petit jeu que l'on peut régler, et qui représente leur levée. Le frottement du bourrage rend donc la soupape solidaire de la tige dans les limites du jeu qui lui est laissé, c'est-à-dire qu'elle équivaut à une soupape commandée.

Le compresseur américain Ingersoll-Sergeant (fig. 58) (*Engg.*, 1896-1-

677 et 1897-1-133) presente aussi des soupapes annulaires d'aspiration *a*, mais elles sont disposées sur le piston même, qui forme une chambre dans laquelle l'air pénètre librement par une fausse tige creuse T. Les soupapes de refoulement *r* sont multiples et placées sur le couvercle. Bien que les soupapes d'aspiration ne soient pas commandées, leur inertie joue, par suite du mouvement varié du piston, un rôle favorable à leur fonctionnement.

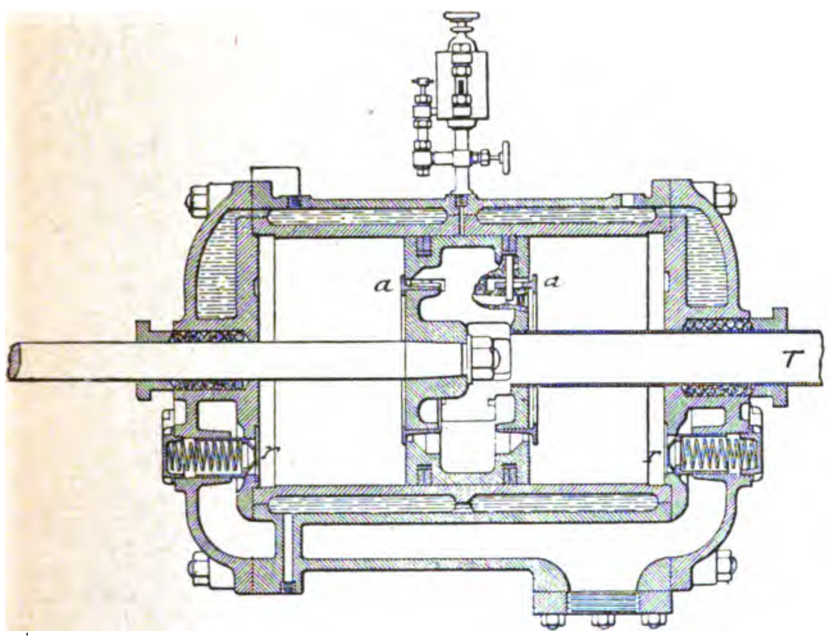


Fig. 58

Il convient de signaler ici que la surpression qui s'accuse aux diagrammes au moment de l'ouverture des soupapes de refoulement et qui va ensuite en décroissant, est due pour une bonne part à l'inertie de la colonne refoulée comprise entre le compresseur et le réservoir. On améliore cet état de choses en ménageant aussi près que possible du cylindre une capacité plus ou moins grande, qui diminue l'accélération de la colonne d'air.

On accélère assez souvent la chute des soupapes de refoulement au moyen de ressorts (fig. 53, 54 et 57 *ante*), et même au moyen de petits pistons à air comprimé (fig. 46 et 48); cette disposition est surtout favorable au rendement volumétrique et, dans une mesure moindre et in-

directe, au rendement mécanique (voir le compresseur des mines de Lens par les usines de Fives-Lille, (*Portefeuille des Machines*, 1887, pl. 23-24).

39. — *Soupapes commandées.* — Des considérations analogues à celles qui ont été développées à propos des pompes (7e fasc., n° 98) ont conduit à substituer aux soupapes automatiques des soupapes à commande desmodromique, sauf que la question des coups de bélier n'entre pas ici en ligne de compte. C'est donc surtout pour éviter le retard à l'ouverture et à la fermeture, c'est-à-dire pour augmenter la capacité, que l'on a recours à ces soupapes. La commande peut s'appliquer aux obturateurs d'entrée seulement, comme dans les compresseurs Riedinger, où les valves sont du genre Corliss et portent les soupapes de refoulement; d'autres fois, comme l'a fait Riedler aux grands compresseurs de la Compagnie Parisienne, les soupapes s'ouvrent automatiquement, mais elles sont fermées au point mort au moyen d'un levier qui

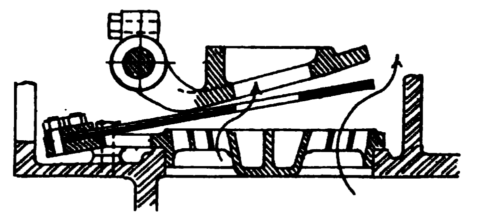


Fig. 59

les appuie sur leur siège, et qui est commandé par une came. Dans ces compresseurs, les soupapes d'aspiration sont en bronze et s'ouvrent vers l'intérieur du cylindre; celles de refoulement sont formées par un clapet en caoutchouc comprenant 7 feuilles de toile (fig. 59), dont une arête est pincée de manière à ce qu'il ait une tendance à s'ouvrir (*Zeitschrift V. D. I.*, 1892, pp. 862 à 864).

40. — *Compresseurs à tiroirs.* — Pour les petits compresseurs à grande vitesse, on a imaginé de supprimer les soupapes d'aspiration en les remplaçant par un tiroir; le même organe pourrait, jusqu'à un certain point, tenir lieu de soupapes de refoulement. Le compresseur serait assez semblable dans son action à une machine à vapeur fonctionnant à contre-vapeur (5e fasc., n° 65). Toutefois, une modification s'impose de prime abord; le compresseur ainsi disposé aspirerait par

les arêtes intérieures d'un tiroir à coquille ordinaire et refoulerait par les arêtes extérieures; pour produire l'admission à course entière, l'angle de calage devrait être de 90 degrés en arrière de la manivelle, et pour produire le refoulement jusqu'à la fin de la course, les recouvrements extérieurs devraient être nuls. Il en résulterait que la face comprimante serait soumise, dès le début de la compression, à toute la pression du réservoir, ce qui augmenterait considérablement le travail de refoulement.

On remédie à cet inconvénient en employant un tiroir du genre Meyer, dont les canaux se réunissent en un seul orifice percé sur le dos du tiroir, orifice qui est fermé par une soupape. Celle-ci ne se soulève que lorsque la pression sur la face comprimante dépasse celle de la chapelle, laquelle est en communication avec le réservoir. Pour des

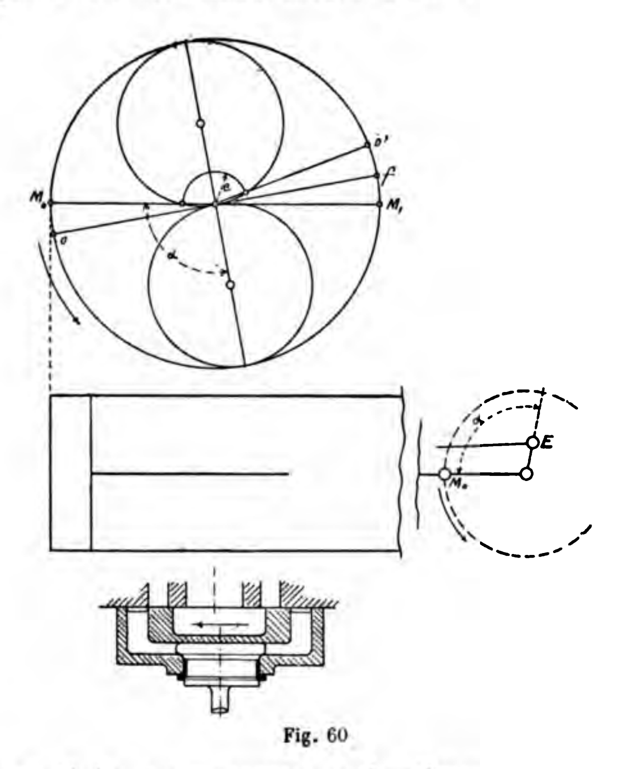


Fig. 60

pressions modérées, ces compresseurs fonctionnent avec succès, parce que l'espace nuisible n'exerce alors qu'une influence limitée. Des compresseurs et des pompes à vide de ce système ont été construits par la

société « le Phénix » pour la poste pneumatique de Bruxelles. Pour éviter les fuites qui seraient possibles si les pleins du tiroir avaient exactement la largeur des lumières, l'angle de calage porté en arrière de la manivelle est un peu plus grand que l'angle droit, les recouvrements intérieurs sont nuls, et il y a de faibles recouvrements extérieurs; l'ouverture et la fermeture des orifices d'aspiration se font donc avec un léger retard (*o* et *f*, fig. 60), tandis que le canal de sortie s'ouvre en *o'* et ne se ferme qu'au point mort après refoulement complet. La position *o'* est d'ailleurs à peu près indifférente, puisque c'est la soupape placée sur le dos du tiroir qui règle le commencement du refoulement. L'épure (fig. 60) est tracée pour la face de gauche du piston.

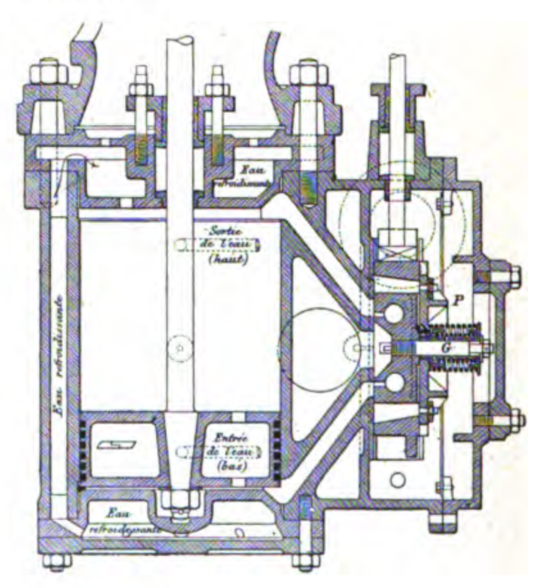


Fig. 61

Le compresseur Burckhardt et Weiss présente un perfectionnement fort ingénieux ayant pour objet de diminuer l'influence de l'espace nuisible, toujours volumineux dans les compresseurs à tiroir.

Le cylindre et la distribution de cet appareil sont représentés par les figures 61 et 62 (d'après le mémoire cité de M. Dechamps); le tiroir est disposé en principe ainsi qu'il vient d'être expliqué, c'est-à-dire que l'aspiration se fait par les arêtes intérieures, et que le refoulement s'opère par les canaux extérieurs en franchissant la soupape dorsale **P**, appuyée par un ressort en hélice maintenu par la tige G; la levée de

la soupape est, de plus, limitée par un butoir élastique formé par une rondelle que presse le ressort intérieur, visible sur la figure. La particularité que présente le tiroir consiste en un canal qui fait communiquer les deux lumières lorsqu'il est au milieu de sa course et qui s'ouvre un

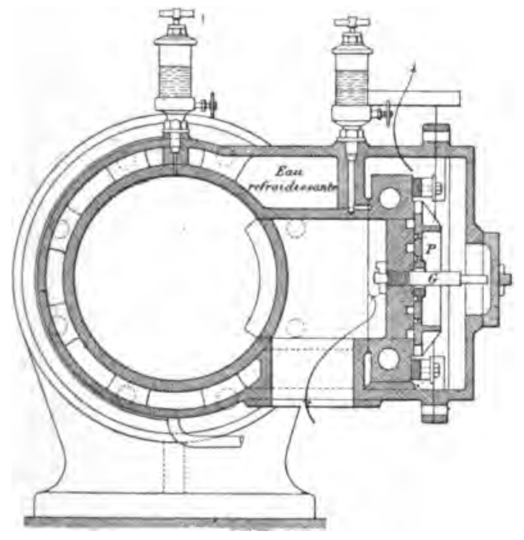


Fig. 62

peu avant que cette position soit atteinte, pour se fermer un peu après; l'introduction par les arêtes intérieures s'ouvre avec un certain retard et se ferme au point mort, il en est de même du refoulement par les arêtes extérieures; les recouvrements extérieurs et intérieurs sont donc égaux.

En appelant c la largeur du petit canal de communication, et α l'angle de calage porté en arrière de la manivelle, on voit facilement que la distribution obéit à l'épure (fig. 63), et que si l'on suit la face arrière du piston, c'est-à-dire celle tournée vers le couvercle plein, on aura les phases suivantes à partir du point mort M_0 :

M_0 1, Détente très courte de l'air comprimé se trouvant dans l'espace nuisible.

1, 2, Communication entre les deux faces, et par conséquent décharge de l'air encore comprimé dans l'espace nuisible, sur l'autre face du piston qui a commencé la compression au point mort.

2, 3, Détente, sur la face arrière, de l'air qui reste emprisonné dans le cylindre et la lumière à partir de la fermeture du canal de communication.

3 M_1 Aspiration

M_1 I, Commencement de la compression.
I II, Communication entre les deux faces, et par conséquent afflux de l'air provenant de la décharge de l'espace nuisible de la face avant.
II M_o. Compression et refoulement.

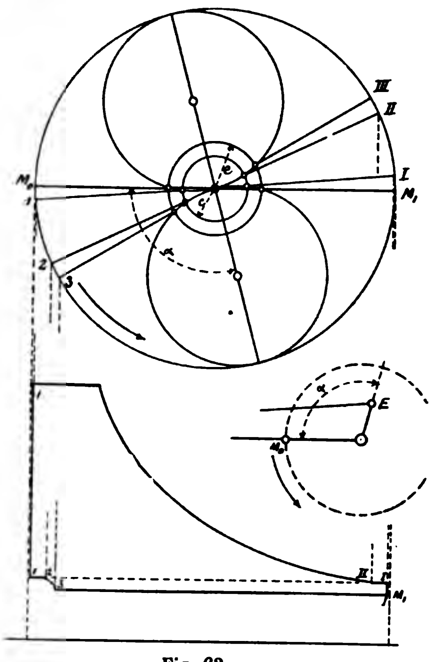


Fig. 63

L'effet du petit canal de communication est donc de transvaser, au commencement de la course aspirante, l'air comprimé de l'espace nuisible, et de le diriger sur la face comprimante sans que son travail de détente soit tout à fait perdu. Il est à remarquer en effet que s'il s'agissait simplement de vider l'espace nuisible, on y arriverait tout aussi bien en diminuant le recouvrement intérieur (voir l'épure et comparer à la figure 60). Un autre effet est encore obtenu comparativement au compresseur à tiroir sans canal qui serait réglé de la même manière, c'est que le poids d'air sur lequel porte la compression est plus grand que le poids aspiré, et que, par ce fait, le compresseur se comporte au point de vue du volume refoulé et de la pression qui peut être atteinte, comme un cylindre qui aurait le même espace nuisible en valeur absolue, mais dans lequel le volume initial serait plus grand, ce qui, tout

compte fait, revient à diminuer virtuellement l'espace nuisible en valeur relative.

Dans la figure 63, on a tracé le diagramme hypothétique de la marche des pressions sur la face arrière du piston. Les phases de la distribution ne sont pas aussi nettement marquées en réalité ; la courbe d'indicateur (fig. 64) indique cependant qu'il y a un relèvement sensible de la pression au début de la compression.

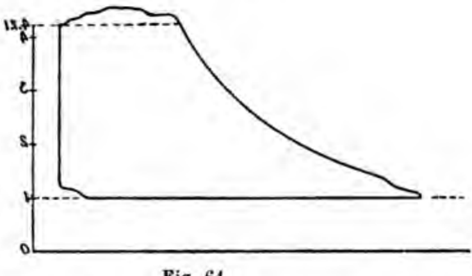


Fig. 64

L'effet obtenu par le canal du tiroir Burckhardt et Weiss peut être réalisé par d'autres dispositions équivalentes ([1]).

Le graissage des compresseurs secs à grande vitesse demande des soins particuliers. Le graisseur Weiss (fig. 65) est un récipient fermé dans lequel on introduit la provision de valvoline nécessaire pour un certain temps de marche ; l'écoulement vers le cylindre est réglé par une soupape à pointeau ; l'appareil est simplement monté sur le cylindre, l'air y pénètre en bulles lorsque sa pression est supérieure à celle de la chambre du graisseur ; l'huile est ensuite expulsée par la détente de cet air lorsque la pression est plus faible dans le cylindre.

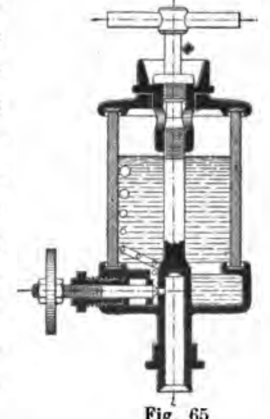


Fig. 65

La glace du tiroir est graissée de la même manière (fig. 62 *ante*), un canal creusé dans la face de joint est mis alternativement par le jeu du

1. Dans le dispositif de Wellner, le cylindre se termine aux deux extrémités par un élargissement que peut franchir le piston, la communication existe alors entre les deux faces pour un petit angle parcouru par la manivelle avant et après le point mort (*Haeder*, *Dampfmaschinen*, 4e édit. p. 499). Voir le compresseur Koester, à tiroir cylindrique, et une pompe à vide du même, munie d'un tiroir réalisant le même *desideratum*, *Eng.*, 1898-1-299. Voir aussi le compresseur *Galland et Levet*, *Génie civil*, t. 21, 1892, p. 383.

tiroir en communication avec la pression d'aspiration et de refoulement.

On peut aussi obtenir un bon graissage, à la fois régulier et économique, au moyen des pompes à huile du genre Mollerupt comme celles que l'on emploie pour les machines à vapeur.

Voici, à titre de renseignement, les dimensions et les vitesses des compresseurs à tiroirs Burckhardt et Weiss; les dimensions se rapportent au piston à air :

	DIAMÈTRE millimètres	COURSE millimètres	TOURS par minute
Type à arbre coudé avec bâti commun pour le cylindre à vapeur et le cylindre à air, et volant en porte à faux.	160 220 300 400	200 300 350 450	180 160 140 120
Type à deux bâtis séparés avec volant intermédiaire.	220 300 400 500 600	300 350 450 600 700	160 140 120 100 80
Type avec cylindre à air en tandem derrière le cylindre à vapeur.	400 500 600 700	400 500 600 700	130 110 100 80

Il existe aussi un type actionné par courroie.

41. — *Remarques pratiques et résultats obtenus.* — L'injection d'eau dans les compresseurs nuit à la conservation des surfaces frottantes; il ne faut employer à cet usage que de l'eau filtrée, qui peut néanmoins encore donner lieu à des dépôts calcaires. Les pistons demandent une garniture spéciale. Dubois et François emploient pour leur compresseur à injection des cercles en bronze (1) qu'ils lubrifient en mélangeant de l'eau savonnée à l'eau injectée (Dechamps, mémoire cité).

La garniture Giffard, du compresseur Sautter, est formée de cercles en caoutchouc dont la surface extérieure est vulcanisée, ces bagues sont logées dans les rainures du piston; de petits trous font communi-

1. Les cercles en bronze phosphoreux donnent aussi de bons résultats avec des cylindres en fonte dure dans les compresseurs à injection de la nouvelle usine du quai de la Gare, à Paris.

quer chaque rainure avec l'intérieur du cylindre à travers le plateau du piston, l'air de la face comprimante exerce sa pression à l'intérieur du cercle, et contribue à l'appliquer sur le cylindre ; cette garniture ne demande aucun graissage, l'eau d'injection suffit ; on la retrouve dans le compresseur sec de Burckhardt et Weiss, mais avec le graissage que nous avons décrit.

Dans les compresseurs secs, l'air peut prendre au refoulement une température élevée ; on cite quelques cas d'explosions spontanées de ces appareils dus à la formation d'un mélange détonant par les vapeurs de l'huile minérale, mélange qui peut s'allumer par la compression. Après démontage, on a trouvé dans les chapelles des résidus gras en ignition ; d'autres fois, la visite d'une chapelle au moyen d'une lampe allumée a produit une détonation [1].

Il est recommandable, pour cette raison, de nettoyer par intervalles les tiroirs des compresseurs à marche rapide.

D'après les remarques faites précédemment, le travail utile d'un compresseur est le travail de compression isothermique de l'air réellement refoulé, depuis la pression atmosphérique jusqu'à la pression du réservoir. Le travail absorbé est celui qui est communiqué à la tige du piston à air ; il est supérieur au travail utile à cause des frottements organiques, des pertes de charge à l'aspiration et au refoulement, de l'échauffement de l'air pendant la compression, et des fuites.

Il est assez difficile, sinon impossible, de mesurer directement le travail communiqué au piston à air, tandis qu'il est facile d'évaluer le travail indiqué sur les pistons des machines motrices ; ce travail comprend alors les frottements organiques et les autres résistances passives du moteur.

De plus, on ne peut déduire des diagrammes relevés sur le compresseur à air le poids d'air réellement aspiré ou refoulé, car l'air s'échauffe pendant l'aspiration, et le volume s'applique ainsi à un fluide dont le poids spécifique n'est pas connu avec précision. D'ailleurs, les fuites pendant la compression et le refoulement ne sont pas accusées par l'indicateur.

Il ne faut donc accepter que sous réserve les résultats dans lesquels le rendement volumétrique n'a pas été déterminé par expérience directe.

D'après M. Dechamps, le rapport du travail théorique de compres-

1. L'*Industrie*, 5 décembre 1897.

sion isothermique au diagramme relevé sur le compresseur pour le même poids d'air est donné, pour quelques systèmes, par le tableau suivant :

NATURE DU COMPRESSEUR	PRESSION effective	RAPPORT
Sommeiller à colonnes liquides	4 atm.	0.81
Hanarte —	4.9	0.90
Dubois et François à injection	4	0.84
Blanchodt	6	0.77
Burckhardt et Weiss.	3.21	0.84

MM. Riedler et Gutermuth, à la suite d'expériences faites sur les compresseurs de l'usine de Saint-Fargeau, ont déterminé le volume d'air comprimé pour une dépense de travail équivalente à un cheval-vapeur pendant une heure sur les pistons des machines motrices, l'air étant pris à la pression atmosphérique et refoulé à 6 atmosphères de pression effective au réservoir, ils ont obtenu $7^{m^3},5$ en moyenne pour les compresseurs Sturgeon ou Blanchodt, et $8^{m^3},5$ pour les compresseurs Dubois et François de la Société Cockerill, ces volumes étant mesurés à la pression atmosphérique. Il résulte de ces chiffres que le rapport entre le travail utile de la compression isothermique et le travail indiqué de la vapeur était respectivement, dans les deux cas, égal à 0,57 et 0,65. Dans les compresseurs Sturgeon, le refroidissement était imparfait, et les étranglements aux soupapes étaient très prononcés. Le coefficient 0,65 s'appliquerait en marche industrielle à des compresseurs et à des machines motrices bien établis.

42. — *Compression étagée.* — La compression à deux étages a été employée aux chantiers de l'entreprise du Saint-Gothard pour charger à 14 atmosphères les réservoirs des locomotives à air servant au transport des déblais. Un petit compresseur spécial aspirait l'air à 7 atmosphères sur le réservoir des compresseurs principaux, et doublait sa pression.

C'est surtout pour les besoins de la locomotion et pour quelques autres usages où les pressions d'emmagasinage sont très élevées que l'on a eu recours à la compression étagée en deux ou trois phases (compresseurs Mékarski, Brotherhood, etc.).

M. Riedler a cependant trouvé avantage, pour les grands appareils de la *Compagnie Parisienne de l'air comprimé*, à effectuer la compression en deux temps, bien que la pression finale ne doive jamais dépasser 8 atmosphères.

Pour atteindre des pressions très élevées, la nécessité de la compression étagée résulte de l'influence de l'espace nuisible (35). Pour les compressions modérées au contraire, c'est plutôt l'économie de travail moteur que l'on poursuit par l'application de ce système. Ajoutons d'ailleurs que lorsqu'il s'agit d'appareils à grande production, où le fractionnement du cylindre à air s'impose de toutes façons, la compression compound n'entraîne aucune complication mécanique, et ne conduit pas à des machines plus grandes que la compression ordinaire dans deux ou trois cylindres indépendants.

43. — *Théorie des compresseurs étagés.* — Supposons d'abord que l'espace nuisible soit nul, et que toute perte de charge de l'air soit né-

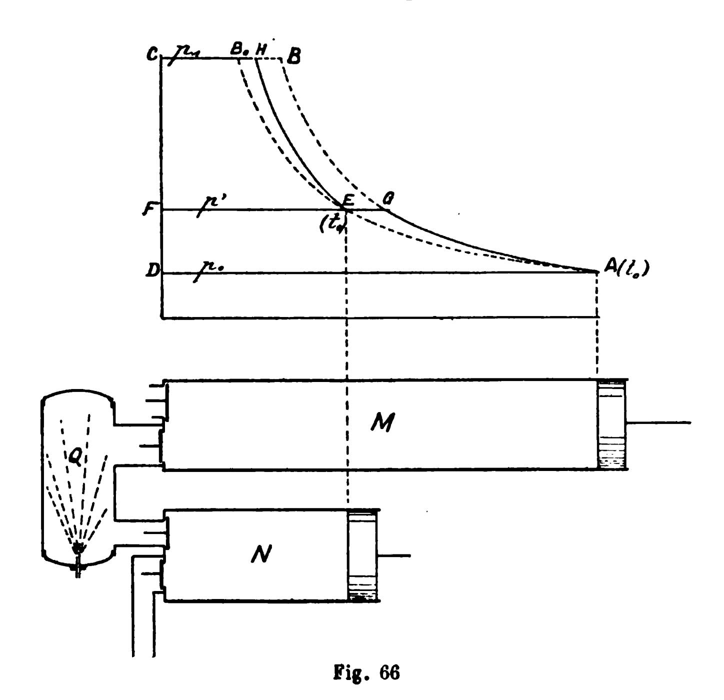


Fig. 66

gligée; la compression dans un seul cylindre de volume DA (fig. 66), donnerait le diagramme DABC; DA serait le volume aspiré à chaque

course ; AB serait la courbe de compression, toujours comprise entre l'isothermique et l'adiabatique, malgré l'emploi des moyens de refroidissement les plus efficaces.

Imaginons que la compression s'opère en deux temps par les deux cylindres successifs M et N, le cylindre M ayant le même volume que celui du compresseur monocylindrique, et aspirant ainsi à chaque course le même volume d'air ; le cylindre M refoule dans un réservoir Q où l'air est refroidi par circulation d'eau ou autrement jusqu'à la température d'aspiration t_0 ; le cylindre N aspire dans ce réservoir et comprime l'air à la pression définitive.

Traçons par A la courbe isothermique AB_0, et portons en FE le volume du cylindre N ; l'ordonnée de cette ligne représentera la pression absolue dans le réservoir intermédiaire Q, attendu que lorsque le régime est établi, le cylindre N doit aspirer par course un poids d'air égal à celui qui est aspiré par M, et que tous les points de la courbe AB_0 se rapportent à ce même poids.

Dans ce fonctionnement compound, les diagrammes des deux opérations successives sont DAGF et FEHC. La contraction EG est due au refroidissement produit dans le réservoir intermédiaire. La somme des travaux exercés par les deux pistons est donc plus petite que dans la compression par un seul piston pour le même poids d'air et pour la même élévation de pression ; le bénéfice obtenu est représenté par le travail EGBH, qui prend des valeurs variables suivant les lois particulières auxquelles obéissent les compressions AG, EH, et le volume choisi pour le cylindre N.

On établit facilement que lorsque la compression est adiabatique dans chacun des compresseurs, ou lorsqu'elle obéit à la loi $pv^k = C^{te}$, k étant quelconque, le travail dépensé est minimum lorsqu'il existe entre les pressions p_0, p' et p_1, la relation :

$$\frac{p_0}{p'} = \frac{p'}{p_1}$$

et l'on trouve alors que l'élévation de température est la même dans les deux cylindres ; on trouve aussi que les travaux effectués par les pistons sont égaux.

Comme la question pratique se complique de divers éléments, on conçoit que cette condition ne doit pas être prise trop rigoureusement ; elle serait néanmoins approximativement réalisée dans les compresseurs

compound de la station centrale de Paris, s'ils fonctionnaient à leur pression maximum de 8 atmosphères effectives; elle l'est aussi dans le compresseur d'essai établi d'abord à l'usine de Saint-Fargeau [1] dont M. Riedler donne le diagramme (fig. 67). La relation ci-dessus s'étend à

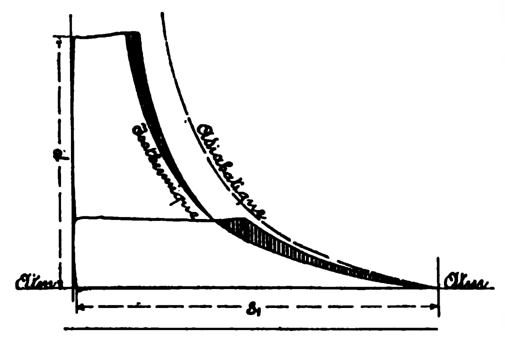


Fig. 67

la compression à plusieurs étages; on établit que si N est le taux de la compression totale, et *n*, celui de la compression dans chaque cylindre, on doit avoir dans le cas de 3 cylindres :

$$n = \sqrt[3]{N}$$

et ainsi de suite.

Considérons maintenant l'effet de l'espace nuisible dans le compresseur étagé; portons en V_e (fig. 68), l'espace nuisible du grand cylindre;

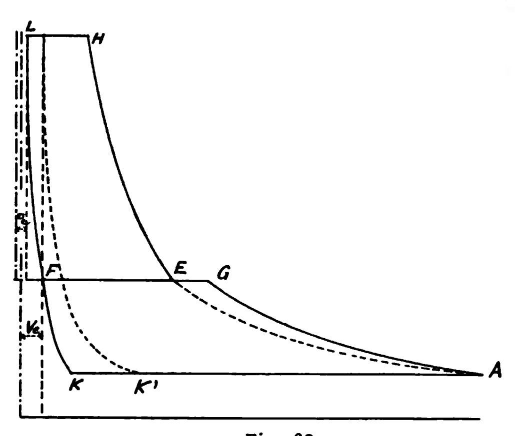


Fig. 68

1. La *distribution de la force par l'air comprimé dans Paris* (E. Bernard et Cie, 1891.)

nous obtiendrons pour le diagramme de ce cylindre la figure AGFK, et le volume réellement aspiré à la pression atmosphérique, toutes pertes de charge étant négligées, sera représenté par KA, alors qu'il serait donné par K'A seulement si la compression totale était effectuée par ce cylindre seul. Après refroidissement au réservoir intermédiaire, le petit cylindre doit aspirer le volume FE, et comme il faut tenir compte de son espace nuisible v_e, le petit piston devra engendrer un volume égal à FE augmenté du volume de détente de v_e jusqu'à la pression du réservoir intermédiaire; son diagramme sera EHLF.

Ainsi, le rendement volumétrique du grand cylindre est augmenté; mais celui du petit cylindre est également amélioré pour une double raison, attendu que le rapport de compression est inférieur au rapport total, et que, d'autre part, son espace nuisible est nécessairement moindre que celui du cylindre unique du compresseur ordinaire.

Ces considérations expliquent pourquoi la compression étagée permet d'atteindre des pressions très élevées. En fait, il est aussi facile de comprimer à 36 atmosphères au moyen du compresseur compound que de comprimer à 6 atmosphères par le système ordinaire.

On comprend, sans qu'il soit nécessaire d'insister, que les raisons développées plus haut s'appliquent avec plus de force encore à la compression dans trois cylindres successifs.

Les deux effets mentionnés, c'est-à-dire le bénéfice dû au refroidissement dans le réservoir intermédiaire, et l'augmentation de capacité, sont favorables au rendement mécanique, mais par contre les résistances au passage de l'air entre les deux cylindres exercent une influence défavorable sur ce rendement. La pression au refoulement du grand cylindre doit être supérieure à la pression d'aspiration au cylindre suivant, et les deux diagrammes se recouvrent partiellement. Cette circonstance n'est pas accusée dans la figure 67, dont les pressions sont à échelle réduite, mais en réalité les courbes d'indicateur *rankinisées* se présentent plus ou moins comme dans la figure 69, où la partie couverte de hachures représente une perte de travail spéciale au compresseur compound.

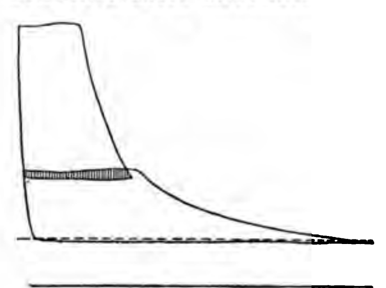


Fig. 69

Enfin, signalons à l'avantage de la compression étagée les variations

moins grandes du couple résistant qu'ils opposent aux machines motrices et la diminution des fuites aux pistons et aux soupapes provenant de ce que ces organes sont soumis à un régime de pressions plus avantageux. Ces bénéfices sont du même ordre que ceux que l'on peut faire valoir en faveur de la détente multiple dans les machines motrices.

44. — Les figures 70 et 71 donnent, d'après M. Riedler, les dispositions générales du compresseur compound d'essai appliqué à l'arrière d'un moteur à vapeur de la Société Cockerill; les deux cylindres B et H

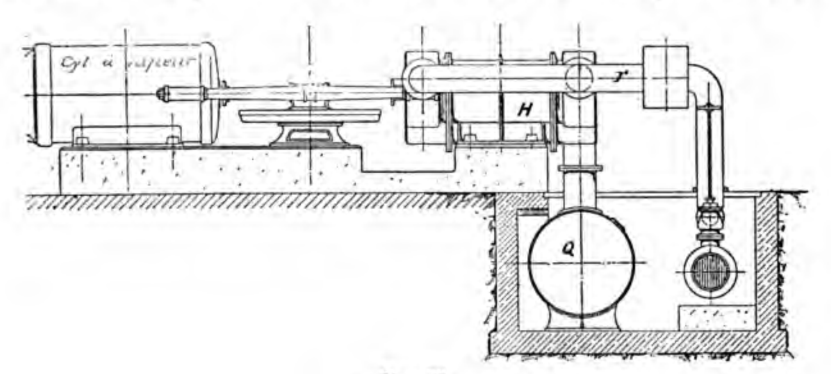


Fig. 70

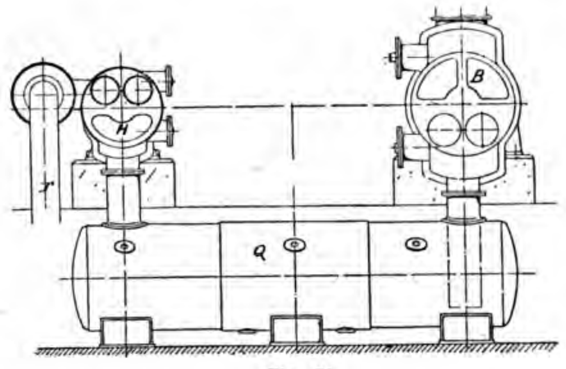
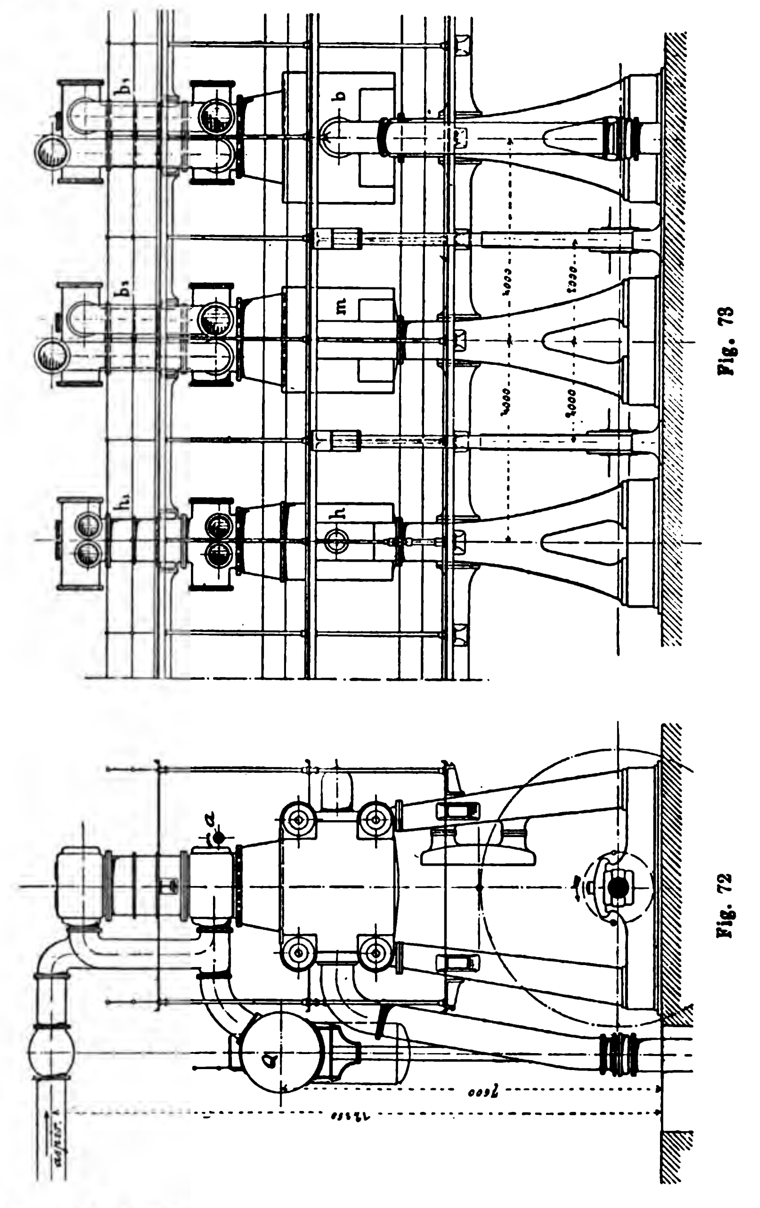


Fig. 71

ont 1m,090 et 0m,670 de diamètre respectivement, la course est de 1m,200; les soupapes sont commandées par la distribution. Le cylindre à basse pression évacue dans le réservoir Q, refroidi par injection; le cylindre H refoule par le raccordement *r* dans la conduite. La figure 67 donnée précédemment représente le diagramme combiné des deux cylindres à

l'allure de 45 tours. M. Riedler annonce qu'à l'aide de ce compresseur, un cheval indiqué sur les pistons à vapeur comprime 10^{m^3},4 d'air à une



pression de 6 atmosphères effectives, ce qui élève le rapport entre le

travail utile de la compression isothermique et le travail indiqué à 0,77 (comparer aux chiffres donnés au n° 41).

M. Riedler donne les vues d'ensemble (fig. 72 et 73) de l'un des groupes de 2.000 chevaux de l'usine du Quai de la Gare à Paris (¹). D'après ces figures, on voit que les moteurs à vapeur sont verticaux à triple expansion, à trois cylindres *h*, *m*, *b*, et que les compresseurs sont montés en *tandem* au-dessus des cylindres à vapeur, sur lesquels ils reposent par des socles en fonte. La distribution aux trois cylindres moteurs est commandée par l'arbre *a*, qui actionne aussi les valves des compresseurs au moyen de cames; la figure 59 *ante* représente un clapet de refoulement; ceux-ci sont au nombre de deux pour chaque couvercle; les soupapes d'aspiration, également au nombre de deux pour chaque fond, s'ouvrent verticalement.

Les trois cylindres à air sont disposés de manière à accomplir la compression en deux étages; il y a deux cylindres à basse pression b_1 b_1, dont les pistons ont 1m,100 de diamètre, et un seul cylindre à haute pression h_1, de 780 millimètres de diamètre; la course commune est de 1m,400. Les dimensions des cylindres à vapeur sont 900, 1.400, 2.000, la course étant aussi de 1m,400.

La puissance indiquée développée à 60 tours par minute est de 2.000 chevaux pour une pression effective de 11 kilogr. aux chaudières.

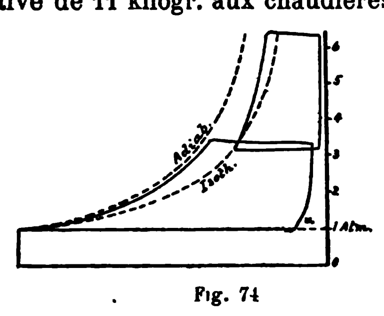


Fig. 74

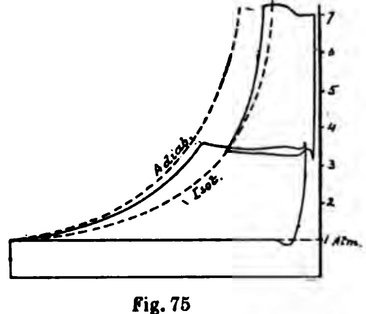


Fig. 75

1. Voir pour description complète : le *Génie civil*, t. 21, 1892; *Engineering*, 1891-1-298 et 513, 1894-2-313, 1898-2-378, ce dernier article renferme les vues d'ensemble des machines; *Zeitschrift des V. D. I.* 1892, p. 821 et 861, articles très complets par M. Riedler, comprenant le détail à grande échelle des compresseurs et de leurs soupapes.

Les compresseurs compound de la Station centrale établie à Offenbach, près de Francfort, sont du système Riedinger; ils ont été décrits dans le même recueil, 1892, p. 1449, par M. Gutermuth; cet article relate les résultats détaillés faits par M. Schroeter à différentes allures et différentes pressions.

M. Riedler donne aussi (1893, p. 1057) une monographie très complète des compresseurs américains, accompagnée de bons dessins.

Dans la compression à 7 atmosphères effectives avec une marche à 60 tours, on a relevé au réservoir intermédiaire la pression de 2,22 atmosphères, les températures étaient de 4°,82 C. à l'aspiration des grands cylindres, et de 20°,6 C. à la sortie du cylindre à haute pression. L'air froid est aspiré à l'extérieur au niveau de la toiture par les piliers creux en tôle qui supportent la charpente.

M. Riedler donne les diagrammes (fig. 74 et 75) obtenus sur ces compresseurs pour la marche à 45 et à 62 tours respectivement, avec des compressions à 5,3 et 6 atmosphères effectives, le cheval-heure indiqué donnant 12^{m3},41 d'air comprimé dans le premier cas, et 11^{m3},54 dans le second cas. A Offenbach, les essais de M. Schroeter ont donné par cheval-heure indiqué 9^{m3},67, 9^{m3},05 et 9^{m3},78 d'air comprimé à 6.12, 7.62 et 6.10 atmosphères effectives.

Comme exemple de compresseur à trois étages, on peut citer celui des chemins de fer nogentais, construit en 1897 par le Creusot [1], qui porte l'air à la pression de 50 atmosphères; sa vitesse normale est de 72 tours par minute, les cylindres à air à basse et à moyenne pression sont montés en *tandem* derrière les cylindres à vapeur d'une machine horizontale compound Corliss, tandis que le cylindre à air à haute pression est monté en pilon et actionné par un coude placé au milieu de l'arbre; le volant est dédoublé. Les dispositions prises pour le refroidissement sont très complètes; il y a une injection dans les cylindres à basse et moyenne pression par une pompe spéciale; en outre, les trois cylindres sont entourés d'enveloppes à circulation continue alimentées par un réservoir placé à 10 mètres de hauteur; dans son trajet entre deux cylindres consécutifs, l'air passe dans des réfrigérants tubulaires qui sont donc au nombre de deux, l'eau de refroidissement est celle qui passe d'une enveloppe à l'autre. La garniture du piston de basse pression se compose de deux cercles en bronze analogues à ceux des pistons suédois; pour les deux autres pistons, il y a trois cercles en ébonite [2].

1. M. Barbet donne une description détaillée de cet appareil (*Revue de Mécanique*, février et juin 1898). L'auteur annonce qu'on a obtenu dans ce compresseur 6^{k},617 d'air comprimé à 50 atmosphères pour un kilogramme de charbon brûlé aux chaudières; comme ce chiffre englobe les rendements des chaudières et du moteur à vapeur, il est impossible d'en déduire aucun résultat pour le compresseur.

2. Voir, dans le même article de M. Barbet, la description du compresseur Mékarski, où l'opération se fait en trois fois, mais est partagée entre quatre cylindres. M. Dechamps (mémoire cité), donne des détails sur les compresseurs compound Mékarski et Ingersoll-Sergeant.

45. — *Remarques sur les pompes à vide.* — Les pompes à vide sont des appareils qui aspirent à une pression plus ou moins réduite, plus faible que la pression atmosphérique, et qui compriment le gaz extrait pour le rejeter dans l'atmosphère. Il n'y a donc d'autre différence entre une pompe à vide et un compresseur que la valeur absolue des pressions d'aspiration et de refoulement; le taux de la compression peut y être fort élevé, et les mêmes nécessités s'imposent alors de refroidir le gaz pendant l'opération et de réduire l'espace nuisible.

L'ancienne solution imaginée par Babinet pour les pompes pneumatiques des cabinets de physique, consistait à employer deux cylindres égaux fonctionnant ensemble; lorsque la pression était assez réduite pour empêcher la levée des soupapes d'aspiration par la détente de l'air de l'espace nuisible, l'un des cylindres était employé à vider l'air à la pression atmosphérique confiné dans l'espace nuisible de l'autre. Les communications multiples rendues nécessaires par les deux modes de fonctionnement étaient établies au moyen d'un robinet spécial, dit *robinet à double épuisement.*

Une pompe à vide compound permet d'arriver au même résultat en fonctionnement continu; supposons, par exemple, que pour chacun des cylindres, l'espace nuisible soit le dixième du volume engendré par le piston, l'air pourra être raréfié par le jeu des deux cylindres jusqu'à $\left(\frac{1}{11}\right)^2$ ou $\frac{1}{121}$ d'atmosphère (35); pour trois cylindres, la pression pourrait s'abaisser jusqu'à $\left(\frac{1}{11}\right)^3$ ou $\frac{1}{1331}$ d'atmosphère, etc.; ceci suppose que dans chaque cylindre la compression est isothermique; en réalité, l'échauffement abaisserait encore la limite de la dépression qu'il est possible d'atteindre.

Lorsqu'une pompe à vide commence à fonctionner sur un espace rempli d'air à la pression atmosphérique, elle n'effectue qu'un travail insignifiant; il en est de même lorsqu'elle arrive à la limite d'extraction que lui assigne son espace nuisible. M. Dechamps fait observer que le travail maximum est produit pour une pression dans le réservoir égale à 0,37 atmosphère, et que les dimensions du cylindre moteur doivent être calculées en conséquence.

46. — *Liaison du compresseur avec le moteur.* — L'attelage le plus simple consiste à monter le compresseur en *tandem* derrière ou devant

le cylindre à vapeur, en réunissant les deux tiges par un manchon. En superposant les diagrammes des travaux moteur et résistant, on remarque que ce système exige un lourd volant, surtout s'il doit pouvoir fonctionner à marche ralentie. Cet état de choses s'améliore si la compression se fait en deux phases.

L'espace nuisible du compresseur exerce une influence spéciale sur l'état de sollicitation des tiges de piston, de la bielle, des tourillons et de l'arbre; en effet, la pression de détente de l'air au commencement de la course s'ajoute à l'effort sur le piston à vapeur, maximum pour cette position. Lorsque le compresseur est à l'arrière du cylindre à vapeur, le renforcement de tous les organes compris entre le piston à vapeur et le volant s'impose; lorsque le point d'attaque des bielles est placé entre les deux cylindres, la circonstance que nous venons de signaler n'exerce son effet que depuis le tourillon du pied des bielles jusqu'à l'arbre.

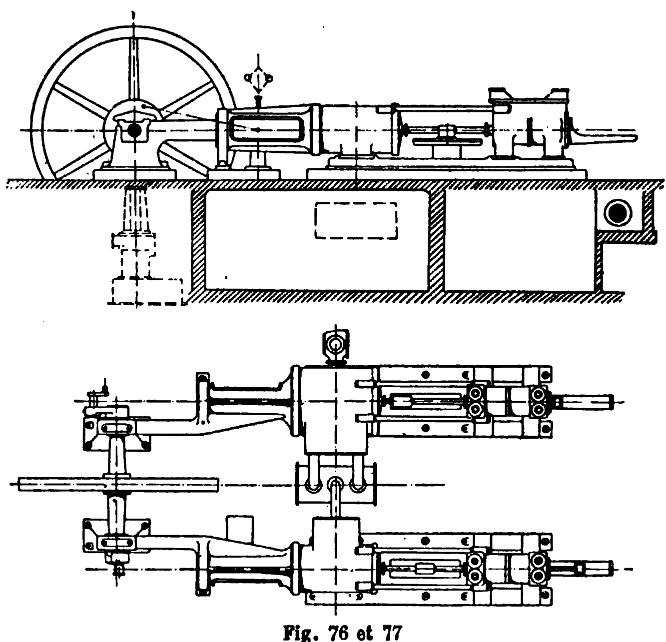


Fig. 76 et 77

Le montage en tandem est de règle lorsque le moteur à vapeur comprend deux manivelles calées à angle droit; les figures 76 et 77 représentent les dispositions générales d'une machine de compression d'environ 400 chevaux, de la Société Cockerill.

Pour les petits compresseurs, le système le plus usité consiste à monter le compresseur parallèlement au moteur, avec lequel il est lié par l'arbre ; l'ensemble rappelle ainsi la disposition d'un moteur à vapeur à deux cylindres conjugués, mais l'angle de calage des manivelles demande un examen spécial si l'on veut réduire le volant au minimum pour une régularité donnée. On tracera les diagrammes des efforts tangentiels sur les boutons de chacune des manivelles (1er fasc., n° 113), et on les fera glisser l'un par rapport à l'autre, de manière à obtenir la superposition la plus avantageuse possible ; l'écart angulaire entre les points morts fournira la solution, qui dépend du taux de la compression, de la pression motrice, et du degré de détente. L'angle de calage que l'on trouve ainsi est différent de l'angle droit.

Nous signalerons encore ici la disposition quelquefois employée des compresseurs verticaux à simple effet du type pilon actionnés par un moteur horizontal. Les cylindres compresseurs sont renversés ; les soupapes d'aspiration sont dans le piston, qui peut être recouvert d'un bain d'eau ; celles de refroidissement disposées sur le couvercle sont également noyées.

Les compresseurs de Delavergne, de New-York, employés dans les machines frigorifiques à ammoniaque, appartiennent à ce système ; le piston et les soupapes y sont noyés sous un bain d'huile [1].

§ II

CANALISATIONS

47. — *Pertes de charge dans les conduites d'air.* — D'après les expériences anciennes de d'Aubuisson, la perte de charge exprimée en mètres

1. Le compresseur de Delavergne est décrit et abondamment illustré dans *Engineering*, 1888-1-589. Les compresseurs constituent une partie essentielle de la plupart des machines frigorifiques à air ou à vapeur liquéfiable ; on trouvera beaucoup de détails intéressants sur ces machines dans l'ouvrage de M. G. Richard intitulé : *Les Machines frigorifiques à l'Exposition de 1889* (E. Bernard). Les machines à ammoniaque surtout (3e fasc.) ont nécessité des dispositions ingénieuses pour éviter des fuites d'autant plus à craindre que les pressions sont plus élevées.

d'air à la densité du fluide qui s'écoule serait la même que pour l'eau, et répondrait, pour un tuyau circulaire, à la formule :

$$\eta = \frac{4}{d} b u^2$$

d est le diamètre du tuyau en mètres, u la vitesse en mètres par seconde, b un coefficient égal à 0,0003 environ, η la perte de charge par mètre de longueur.

La perte de pression en kilogrammes par mètre carré s'obtient en multipliant η par le poids spécifique du fluide qui s'écoule ; si δ est ce poids sous la pression atmosphérique, et si p est la pression absolue en kilogrammes par mètre carré pour le tronçon considéré, la perte de pression est :

$$\frac{4}{d} \frac{\delta p}{10334} b u^2$$

La valeur à choisir pour δ dépend de la température.

M. Stockalper a admis un point de départ analogue, mais en prenant la formule de Darcy, dans laquelle δ est une expression binôme dépendant du diamètre :

$$b = 0.0002534 + \frac{0.00000647}{d}$$

pour d = 0.10	on obtient b =	0.00032
0.20	—	0.00029
0.30	—	0.00027
0.40	—	0.00027
0.50	—	0.00027

Ces valeurs montrent que si la formule de Darcy est applicable, il n'y aurait aucun inconvénient à accepter, pour les tuyaux d'un diamètre supérieur à $0^m,10$, l'expression monôme de d'Aubuisson, qui donne seulement des pertes de charge un peu plus fortes.

Les expériences faites par M. Stockalper au Saint-Gothard ont montré que la perte de charge ainsi calculée est trop forte, les résultats trouvés conduisent aux valeurs suivantes de b :

pour $d = 0.150$ $b = 0.00023$
$d = 0.200$ $b = 0.00019$

Toutefois, ces expériences sont trop peu nombreuses pour qu'on puisse en déduire des coefficients.

M. Devillez a fait quelques recherches sur des canalisations établies

dans des houillères. Plus récemment, des constatations beaucoup plus exactes ont été faites par MM. Gutermuth et Riedler sur le réseau de Paris, et par M. Lorenz sur celui d'Offenbach.

M. Lorenz [1] établit que la perte de pression est donnée en fonction de la pression moyenne absolue par la formule :

$$\Delta p = \beta\, p_m \frac{T_o}{T} L\, u^2$$

avec :

$$\beta = \frac{0.52}{D^{1.30933}}$$

Dans ces formules, les pressions sont en kilogrammes par centimètre carré, L est la longueur de la conduite en kilomètres, D son diamètre en millimètres, T est la température absolue de l'air de la conduite, T_o la température absolue du zéro centigrade; *u* a la même signification que dans la formule de d'Aubuisson. L'auteur a montré que la concordance entre les résultats calculés au moyen de cette formule et ceux des expériences connues, y compris celles de Riedler et Gutermuth, est presque parfaite. Si on en groupe les termes autrement, on voit que la formule de M. Lorenz revient à celle de d'Aubuisson dans laquelle le coefficient *b* augmenterait dans le rapport inverse d'une puissance du diamètre donnée par l'exposant 0,30933.

L'expression ci-dessus de la résistance de la conduite est celle qui donne les résultats les plus approchés, et dont il convient de se servir pour des calculs exacts [2].

1. *Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 835.

2. Les expériences les plus importantes sur ce sujet ont été faites à Paris par MM. Riedler et Gutermuth; elles avaient aussi pour objet de déterminer les fuites sur toute la canalisation principale qui existait à Paris avant l'établissement de l'usine du Quai de la Gare. Les constatations ont été nombreuses, et l'analyse en est assez complexe; pour en tirer la résistance proprement dite comme nous l'entendons ici, il faut défalquer les résistances spéciales dues aux appareils de purge placés sur la conduite et aux valves. M. Unwin (ouvrage cité), en analysant ces résistances, a trouvé que le coefficient *b* à déduire des expériences qui nous occupent a la valeur 0,000148; il s'agit de conduites ayant $0^m,30$ de diamètre, dans lesquelles la vitesse a varié de $4^m,20$ à 9 mètres par seconde. Ce coefficient ne dépasse guère la moitié de celui qui serait donné par la formule de Darcy. M. Unwin propose une nouvelle formule qui, réduite en mesures métriques et conformément aux unités que nous adoptons, serait :

$$b = 0.0001377 \left(1 + \frac{0.09144}{d}\right)$$

Appliquée au tuyau de $0^m,30$, elle donne $b = 0,00018$, chiffre encore supérieur à celui qui résulte des expériences de Riedler; on peut toutefois la substituer avec avantage aux formules de d'Aubuisson et de Darcy.

48. — *Calcul de la perte de pression dans une conduite cylindrique.* — Admettons que la perte de charge par mètre de longueur soit donnée par la forme monôme simple de d'Aubuisson, c'est-à-dire par :

$$\frac{4}{d} b u^2$$

sauf à donner au coefficient b la valeur qui convient à chaque diamètre. Pour l'air qui s'écoule dans la conduite AB, figure 78, la pression diminue

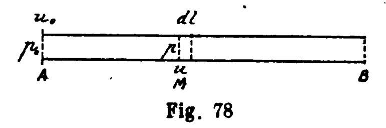


Fig. 78

au fur et à mesure qu'on s'éloigne de l'origine; la température peut être considérée comme constante à cause de la grande surface du tuyau, et parce que la convection intérieure est favorisée par le mouvement du fluide; ainsi, le volume spécifique de l'air, et par conséquent la vitesse u augmentent en raison de la pression.

Soient : p_o la pression absolue à l'origine en kilogrammes par centimètre carré;

p la pression à la distance l;

δ le poids spécifique de l'air à la pression atmosphérique et à la température de la conduite;

u_o et u les vitesses à l'origine et à la distance l. On a pour la perte de charge le long de l'élément :

$$\frac{4}{d} b u^2 d l$$

et pour la perte de pression correspondante :

$$d p = -\frac{4}{d} \frac{\delta\, p}{10334} b u^2 d l$$

Or,

$$u = \frac{p_o}{p} u_o$$

d'où :

$$d p = -\frac{4}{d} \frac{\delta\, b\, p_o^2 u_o^2}{10334} \frac{d l}{p}$$

qui donne, par l'intégration :

$$p = p_o \sqrt{1 - \frac{8\, \delta\, b}{10334} u_o^2 \frac{l}{d}} \qquad (1)$$

La pression décroît donc suivant une loi parabolique.

On calcule souvent la pression p en supposant que la perte de charge par mètre de longueur est constante et égale à ce qu'elle est à l'origine, c'est-à-dire pour la vitesse u_o; on a alors :

$$(2) \qquad p = p_o \left(1 - \frac{4\,\delta\,b}{10334}\, u_o^2\, \frac{l}{d}\right).$$

Cette expression diffère très peu de la précédente chaque fois que le terme négatif est faible en comparaison de l'unité, elle revient à substituer à la loi parabolique de la formule (1), une ligne droite qui lui est tangente au point d'origine de la conduite.

La perte de pression approchée est donnée par :

$$p_o - p = p_o \frac{4\,\delta\,b}{10334}\, u_o^2\, \frac{l}{d}$$

Dans les mêmes circonstances de vitesse et pour la même canalisation, la perte de pression est proportionnelle à la pression absolue à l'origine, c'est-à-dire que la perte relative est la même; si au contraire, la chute de pression est rapportée à la pression effective, on constate que le rapport diminue pour des pressions de plus en plus élevées.

Application numérique. — Pour une conduite de $0^m,20$ de diamètre, l'air étant à 5 atmosphères effectives (ou 6 atm. abs.) à l'origine, la vitesse u_o étant de 8 mètres par seconde, et la température uniforme de l'air étant de 10 degrés centigrades, on a :

$$\delta = 1.247 \qquad b = 0.0002 \text{ (N° 47, note 2).}$$

La perte calculée par les formules (1) et (2) est :

LONGUEUR DE LA CONDUITE	PERTE EN ATMOSPHÈRES	
	Formule (1)	Formule (2)
1 kilomètre	0.1884	0.1854
2 kilomètres	0.3830	0.3708
10 »	2.2920	1.8540

Le dernier cas est choisi à dessein en dehors de la limite pratique qui conviendrait à la canalisation envisagée; on voit que l'écart entre les deux formules n'est sensible que pour les grandes distances.

La formule (1), appliquée à une conduite de $0^m,30$ de diamètre et de 16 kilomètres de longueur, dans laquelle l'air possède au point de départ la vitesse de 8 mètres par seconde, donne une perte de $2^{atm},82$ pour une pression à l'origine de $7^{atm},78$, le coefficient b étant choisi au moyen de la formule de Unwin. M. Riedler, dans l'une de ses expériences, n'a constaté que $2^{atm},42$ de perte pour une longueur de $16^{km},5$; la pression à l'origine étant celle choisie ci-dessus, et la vitesse de l'air étant de $8^m,24$ par seconde. La valeur de b qui satisfait à cette expérience est d'environ 0,000148 (n° 47, note 2).

Ces résultats font ressortir en tout cas combien la perte de pression est faible dans les conduites d'air, et combien elle peut être réduite sans qu'il soit nécessaire d'adopter des diamètres exagérés.

49. — *Influence du diamètre.* — En admettant même que b soit indépendant du diamètre, la formule (2) indique que la perte de pression rapportée à la pression initiale conserve la même valeur lorsque la vitesse u est la même et que le rapport $\frac{l}{d}$ est constant ; comme le volume d'air refoulé augmente ainsi proportionnellement à d^2, il en résulte qu'on pourrait transmettre à une distance double une puissance quatre fois plus considérable sans augmenter la perte de pression, en doublant simplement le diamètre des tuyaux. La décroissance de b pour les forts diamètres indique que des résultats encore plus favorables seraient obtenus en réalité.

Si on veut transmettre la *même puissance* avec la même perte de pression à des distances croissantes, le volume refoulé Q doit être le même, et comme on a :

$$b u_o^2 \frac{l}{d} = \frac{16}{\pi^2} \frac{b\, l\, Q^2}{d^5}$$

on voit que la perte sera la même si d^5 varie comme bl ; en admettant encore pour la simplicité du calcul que b soit constant, on trouve que si l et d se rapportent à une distribution existante, l' et d' à une distribution à établir, on aura :

pour $\frac{l'}{l}=$	2	3	4	5	6	7
$\frac{d'}{d}=$	1.15	1.25	1.32	1.38	1.43	1.47

En réalité, la distance augmente par rapport au diamètre plus rapidement encore que ne l'indiquent ces chiffres.

50. — *Influence de l'altitude.* — Les dénivellations à la surface du sol ont ordinairement peu d'influence sur le régime des pressions dans les réseaux ordinaires. Pour les travaux souterrains des mines, la différence de niveau entre le fond et la surface peut exercer un effet assez prononcé pour qu'il y ait lieu d'en tenir compte.

Cherchons d'abord la pression statique en un point quelconque d'une colonne verticale; soient p_o la pression au sommet, p_1 la pression à la profondeur H, p_a la pression atmosphérique, δ le poids spécifique de l'air à la pression atmosphérique et à la température ambiante.

On a, pour l'accroissement de pression sur la hauteur élémentaire dh, figure 79 :

$$dp = \delta \frac{p}{p_a} dh$$

d'où, en séparant les variables, et en intégrant entre les limites zéro et h :

$$p_1 = p_o e^{\frac{\delta H}{p_a}}$$

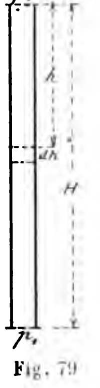


Fig. 79

Pour $p_o = 5$ atmosphères absolues, H = 500 mètres, $\delta = 1{,}247$ (air à 10° C.), on trouve $p_1 = 5^{atm},31$.

Le rapport de p_1 à p_o augmente avec la profondeur suivant une loi exponentielle, qui arrive rapidement à supplanter l'effet du frottement si l'on suppose que l'air est en mouvement [1]. On pourrait chercher par le calcul la loi exacte des pressions qui s'établit dans la conduite verticale lorsque l'air y circule, mais il sera en général suffisamment exact de superposer les effets dus à l'altitude et aux pertes de charge, celles-ci étant calculées comme si la conduite était horizontale.

La même observation s'applique à une canalisation inclinée.

51. — *Influence des pertes de charge de la canalisation sur le rendement global.* — Plaçons-nous dans le cas idéal où la station centrale effectuerait la compression isothermique suivant le diagramme ABCD,

1. Il ne résulte pas nécessairement de ce fait que le travail d'un récepteur placé au fond soit plus grand que celui qu'il développerait à la surface pour la même dépense d'air prélevée sur la conduite. On verrait facilement, au contraire, que la contre-pression d'échappement augmentant dans le même rapport que la pression absolue motrice, le récepteur à *détente complète* engendre le même travail au fond qu'à la surface.

figure 80, et où les récepteurs fonctionneraient à détente isothermique complète. Soient p_1 la pression absolue de refoulement égale à celle mesurée à l'origine de la canalisation, et p_2 la pression absolue à laquelle l'air est admis au récepteur. La chute de pression dans la conduite est $p_1 - p_2$, le volume admis au recepteur est donc le volume refoulé détendu dans le rapport de p_1 à p_2, c'est-à-dire EF, et le diagramme du travail développé sur le piston du récepteur est E F A D.

La perte due à la canalisation peut s'évaluer par le rapport du travail perdu C B E F au travail de compression A B C D, qui serait entièrement utilisé si le récepteur était placé à côté du compresseur. L'expression de cette perte relative est ainsi :

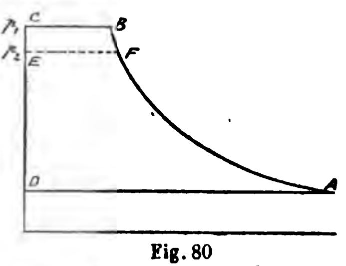


Fig. 80

$$\mu = \frac{l_n \frac{p_1}{p_2}}{l_n \frac{p_1}{p_a}}$$

ou, en désignant par $\frac{1}{m}$ la chute de pression dans la conduite rapportée à la pression initiale, et par n le taux de la compression :

$$\mu = \frac{l_n \frac{m}{m-1}}{l_n n}$$

Soit $\frac{1}{m} = \frac{1}{10}$, et donnons à n différentes valeurs, correspondant aux pressions de 4, 6, 10 atmosphères absolues, il vient :

$n =$	4	6	10
$\mu =$	0.075	0.058	0.045

On voit d'après ces résultats que l'augmentation de la pression est favorable au rendement, alors même que le diamètre de la conduite est calculé pour donner lieu à la même perte de pression rapportée à la pression initiale, résultat qui sera obtenu si l'on maintient constant le produit $\frac{u_0^2}{d}$. Pour le même débit en poids, on verrait facilement par l'examen des formules du n° 48, que cette condition revient à supposer constant le produit $p^2 d^5$. Il y aurait du reste lieu de remarquer que les transmissions dans lesquelles le même poids d'air est refoulé à des pressions croissantes seraient de plus en plus puissantes. On voit que si l'on se proposait de

trouver, pour une puissance donnée à distribuer, des canalisations qui affectent le rendement global de la même manière alors que la pression initiale est de plus en plus élevée, il faudrait tenir compte à la fois de ce que le poids d'air refoulé par seconde diminue avec la pression, et de ce que la perte relative de pression affecte moins le rendement aux pressions élevées.

Cet aperçu théorique serait modifié si l'on suppose que le récepteur fonctionne à détente incomplète.

52. — *Etablissement des canalisations.* — Différents points sont à prendre en considération. Une opinion généralement admise est que les conduites d'air sont plus affectées que les canalisations d'eau par les variations de température. Il faut donc que les joints soient étanches tout en permettant la dilatation ; à Birmingham, on a employé des joints au plomb qui n'ont pas répondu à l'attente, et qui ont donné lieu à des fuites très importantes. Les conduites principales de Paris ont $0^m,50$ de diamètre intérieur, elles sont en tôle d'acier rivée, et portent aux extrémités une courte virole soudée pour permettre l'établissement du joint; les joints sont espacés de 6 mètres et sont formés comme l'indique la figure 81 ; le manchon et les bagues de serrage sont en fonte, deux an-

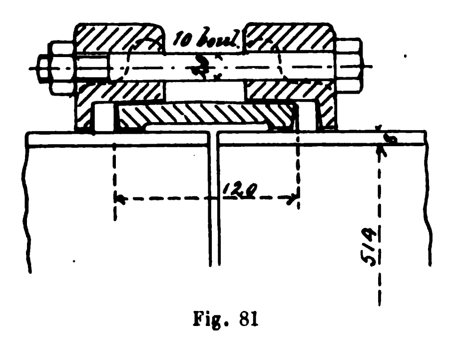


Fig. 81

neaux épais en caoutchouc comprimés par les bagues donnent l'étanchéité au joint, qui reste néanmoins flexible. Le même système de jonction est employé pour les diamètres plus faibles ([1]).

A Offenbach, les canalisations les plus fortes ont $0^m,30$ de diamètre,

1. M. Solignac donne les prix d'établissement des tuyaux de 0,04 à 0,30 de diamètre, à Paris, d'où on peut conclure que les canalisations coûtent un peu plus de 1 franc par centimètre de diamètre et par mètre de longueur, tranchée et pose comprises (*Revue technique de l'Exposition de 1889*, 7e partie, t. I, p. 379).

elles sont en fonte avec joints en caoutchouc. L'ensemble du réseau a été soumis à un essai d'étanchéité qui a permis de constater que les fuites ne s'élevaient qu'à $0^{m^3},028$ par kilomètre et par heure.

Pour les grosses conduites, M. Riedler pense qu'il y aurait de grands avantages à substituer des tubes soudés aux tuyaux en tôle qui comportent des rivures longitudinales et transversales exerçant une mauvaise influence sur les pertes de charge [1].

53. — *Purgeurs, etc.* — Il est nécessaire d'établir des purgeurs sur les conduites pour évacuer l'eau provenant de l'injection dans les compresseurs et qu'il n'est pas possible de séparer complètement dans les réservoirs de l'usine centrale, ainsi que celle provenant de l'humidité de l'air (37). Ces purgeurs doivent être placés partout où la conduite présente un siphon dans lequel l'eau pourrait se rassembler et donner lieu à des coups de bélier.

Le purgeur Popp, figure 82, (d'après Dechamps), est en principe un purgeur automatique à flotteur, dans lequel l'air passe suivant le trajet BHC; M est une cloison en feutre, et D une toile métallique, au-dessus de laquelle se trouve un regard pour le nettoyage; le flotteur E soulève par la tige F une broche conique G qui est la soupape d'évacuation. Il a été constaté à Paris que chacun de ces purgeurs occasionne une résistance à peu près égale à $1^{km},5$ de conduite.

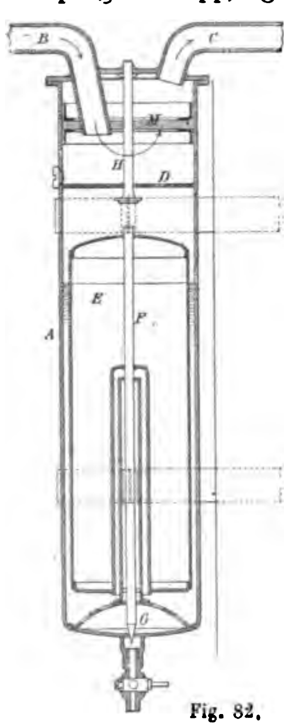


Fig. 82.

Il est nécessaire aussi d'établir de distance en distance des soupapes d'arrêt, de préférence à fonctionnement automatique, pour le cas où une forte fuite vient à se déclarer par la rupture d'un tuyau; ces soupapes sont du même genre, aux dimensions près, que celles des conduites d'eau sous pression [2].

Il reste enfin à mesurer l'air distribué à chaque abonné au moyen de compteurs. Comme pour l'eau, ces appareils peuvent être à turbine actionnée par le courant, ou être basés sur les capsulismes des divers genres. Les comp-

1. Cet ingénieur signale que l'industrie produit des tubes soudés ayant jusqu'à 610 millimètres de diamètre, en longueurs de 6 à 8 mètres.

2. Voir les autoclaves Sturgeon et Hanssen, Proell et Kummer, décrits par M. Richard (*Revue de l'Exposition de 1889*, 6e partie, t. II, p. 357).

teurs à turbine sont les plus simples, et paraissent donner une exactitude suffisante; ils ont été perfectionnés par M. Abrahams par l'adjonction d'une résistance qui croît avec la vitesse. La vitesse de rotation de la turbine ne reste pas proportionnelle à celle de l'air, attendu qu'on peut imaginer un courant assez lent pour que la force motrice qui en résulte soit incapable de vaincre les frottements de la roue et du mécanisme compteur de tours; les compteurs n'enregistrent donc pas les débits très faibles, et ils exagèrent au contraire les fortes dépenses. Le perfectionnement de M. Abrahams consiste en un régulateur de Watt dont les bras s'ouvrent par la force centrifuge; les boules y sont remplacées par des hémisphères creux qui augmentent la résistance de l'air par l'accroissement du rayon de leur trajectoire. Ce compteur serait exact à 1 % près (1).

§ III

MACHINES RÉCEPTRICES.

54. — *Théorie des aéro-moteurs.* — L'air est supposé admis à la température ambiante dans le cylindre du récepteur, que nous pouvons, à la condition de régler la compression en conséquence, supposer sans espace nuisible. La loi de détente est influencée par la chaleur fournie pendant l'opération, chaleur qui n'est jamais nulle; la courbe de détente BC, figure 83, est toujours située, comme pour les compresseurs, entre l'adiabatique et l'isothermique, les moyens de réchauffage dont on dispose étant d'une activité limitée. Dans tous les cas où la chaleur est fournie par une source se trouvant à la température ambiante, c'est-à-dire sans dépense de combustible, l'isothermique est la limite dont peut s'approcher la loi de détente; on doit donc considérer le travail ABC'D comme le maximum de ce qui peut être obtenu d'un aéro-moteur sans l'intervention d'un foyer.

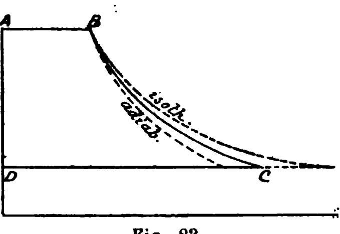


Fig. 83

Il est évident d'ailleurs que si la compression à l'usine centrale est également isothermique, la perte de pression due à la canalisation empêchera seule que le rendement atteigne l'unité (51).

1. *Unwin* (ouvrage cité), p. 195.

Pratiquement, la détente s'opère toujours avec un abaissement de température très prononcé; la vapeur qui peut saturer l'air admis se liquéfie partiellement et se congèle sous forme de givre en obstruant les canaux de distribution lorsque la marche est prolongée. Certaines dispositions ont été imaginées pour remédier à cet inconvénient (¹).

55. — *Injection d'eau pendant la détente, etc.* — L'injection d'eau pulvérisée a été employée par M. Cornet aux houillères du Levant-du-Flénu. Dans le même ordre d'idées, M. Naissant, aux mines de Lens, a employé un moyen ingénieux pour charger l'air d'une certaine quantité d'eau préalablement à son entrée dans le cylindre. Ces moyens ont réussi pour des installations où la pression et par conséquent la détente sont modérées; ils ne seraient pas exempts de danger pour des moteurs rapides à marche continue, où l'introduction de l'eau demanderait un réglage délicat.

Le problème de la détente de l'air mélangé d'une certaine quantité d'eau est identique à celui de la compression dans les mêmes conditions. Le diagramme donné au n° 37 montre que si de l'air à 60° C. et à la pression de 5 atmosphères absolues est mélangé avec environ les 0,4 de son poids d'eau à la même température, l'abaissement de température pendant la détente jusqu'à la pression atmosphérique n'est que de 40°; la chaleur fournie à l'air dans l'opération provient du refroidissement du liquide et de la liquéfaction partielle de la vapeur. Il est évident qu'en pratique les effets de l'injection d'eau ne sont pas aussi prononcés, et qu'en outre la température initiale de 60° supposerait déjà un chauffage préalable; mais, d'autre part, la masse de fonte du cylindre en contact avec l'atmosphère communique à l'air une certaine quantité de chaleur, aussi l'injection d'eau à la température ambiante est efficace pour les pressions modérées en marche continue, et même pour des pressions assez élevées si la marche est intermittente.

La détente étagée entre deux cylindres avec réchauffage par injection d'eau au réservoir intermédiaire a été aussi employée avec succès.

56. — *Fonctionnement par chauffage initial de l'air.* — Ce moyen fournit une solution radicale de la détente complète, très différente en principe de la précédente, mais il fait intervenir dans le problème une source de chaleur entraînant une certaine dépense ; pour analyser ses

1. Aéro-moteur François, avec conduits et obturateurs séparés pour l'admission et l'échappement (*Dechamps*, mémoire cité, pl. 12, fig. 37 et 38).

effets, nous ferons abstraction de la canalisation, dont l'influence est étrangère au problème, et nous prendrons le cas théorique d'une compression adiabatique à l'usine centrale, et d'une détente de même nature dans le récepteur; celui-ci sera supposé placé dans le voisinage immédiat du compresseur.

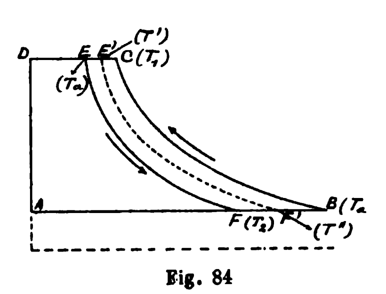


Fig. 84

Le diagramme du compresseur est ABCD (fig. 84), la température absolue s'élève de T_a à T_1 pendant la compression; après le refoulement au réservoir, le volume DC se refroidit à pression constante et reprend la température ambiante T_a ; son volume est alors représenté par DE, il est disponible pour remplir un volume d'admission égal dans le cylindre du récepteur.

La détente adiabatique EF qui s'opère dans l'aéro-moteur abaisse la température de T_a à T_2, et le volume FA d'air refroidi est expulsé à la pression atmosphérique.

Le travail restitué est moindre que le travail dépensé, il en diffère de la surface BCEF. Nous pouvons faire apparaître cette perte d'une autre manière en imaginant une machine thermique fermée comprenant deux cylindres (le compresseur et le récepteur) fonctionnant de manière à ce qu'elle donne lieu au cycle BCEF, parcouru dans le sens des flèches. Le fonctionnement de cette machine fictive donnerait lieu aux opérations suivantes :

BC, compression adiabatique ;

CE, soustraction de chaleur à pression constante ;

EF, détente adiabatique;

FB, communication de chaleur à pression constante.

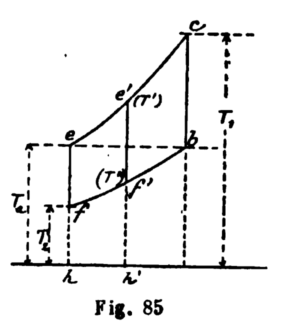


Fig. 85

Et l'excès de la quantité de chaleur rendue pendant l'opération CE sur celle absorbée par l'air pendant la transformation FB est équivalent au travail du cycle, en vertu du principe de l'équivalence.

Le cycle envisagé ici est représenté dans la figure 85 en coordonnées

entropies-températures [1]; on voit que la chaleur équivalente au travail BCEF, c'est-à-dire à la perte que nous voulons évaluer, est donnée par la surface *bcef*.

Cette perte s'évanouirait nécessairement si les opérations BC, EF, tendaient vers la même isothermique ; les deux lignes *bc*, *ef*, s'inclineraient alors sur l'horizontale commune *eb*.

Supposons maintenant qu'après les opérations BC, CE, on réchauffe l'air à pression constante au-dessus de la température ambiante T_a, ce qui n'est possible qu'au moyen d'une dépense de chaleur, et qu'on achève le cycle comme précédemment. Le volume d'admission devient DE', la ligne de détente est E'F', elle abaisse la température absolue de T' à T''. La perte de travail est réduite, mais il y a une dépense de chaleur.

Dans le diagramme entropique, on voit que la quantité de chaleur dépensée est représentée par la surface *he e'h'*, et que la chaleur équivalente au travail récupéré par l'intervention du chauffage préalable est *ee' f'f*. En d'autres termes, le système fonctionne comme si on avait juxtaposé à celui que nous considérions d'abord une machine à air dilaté dont le rendement thermique serait le rapport :

$$\rho = \frac{e\,e'f'\,f}{ee'\,h'h}$$

Il est facile de voir, d'après les propriétés des lignes *ec*, *fb*, rappelées en note, que ce rendement est :

$$\rho = \frac{T_a - T_2}{T_a} = 1 - \frac{T_2}{T_a} = 1 - \frac{1}{n^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

n étant le rapport entre la pression d'admission au récepteur et la pression atmosphérique.

Pour $n =$	2	4	6	10
On a $\rho =$	0.182	0.333	0.405	0.49

Ce résultat indique que la chaleur additionnelle dépensée pour le chauffage préalable est d'autant mieux utilisée que la pression initiale est plus forte; pour les pressions usuelles de marche, l'utilisation est déjà bien au-dessus du rendement thermique des machines à vapeur

1. Les propriétés des lignes de pression constante *fb*, *ec*, ont été étudiées dans le troisième fascicule, (n° 41); on sait que les ordonnées des deux courbes correspondant à la même abscisse sont dans un rapport constant.

les plus parfaites. En effet, les machines de la station centrale (à pression initiale élevée, à triple expansion, etc.) transforment au maximum en travail 18 % de la chaleur communiquée utilement à l'eau des chaudières, et cette fraction doit encore être affectée des pertes organiques inhérentes à ces machines, aux compresseurs et à la canalisation.

Ainsi s'explique le bénéfice du réchauffage préalable, qui n'a pas seulement pour but, en relevant la température finale de la détente, d'éviter la formation de givre et de rendre possible la marche à détente à peu près complète.

Le réchauffage pourrait être poussé à une température de plus en plus élevée, E' F' tombant à droite de CB dans la figure 84. On voit ici qu'il y a identité entre l'aéro-moteur ainsi complété et les machines à air dilaté de Brown (3e fasc., n° 92), la seule différence dans le cas qui nous occupe provient de ce que la pompe de compression est à l'usine centrale où elle est actionnée par un moteur spécial, tandis que dans la machine à air chaud, la pompe emprunte son travail au moteur même.

En usant dans une plus large mesure du réchauffage préalable, on augmente l'importance de la chaleur engagée dans le cycle thermique supplémentaire qui s'ajoute à l'utilisation directe de l'air comprimé ; celle-ci est d'ailleurs déjà améliorée par le fait que la détente peut être poussée plus loin sans qu'il y ait formation de glace. On n'est limité dans cette voie que par la difficulté de chauffer l'air, et par celle qu'entraînerait pour le graissage des pistons une température trop élevée.

Si l'on s'impose la condition que la température finale de détente doit être de 0° C., et si l'on suppose le fonctionnement adiabatique, la température initiale s'élève avec la pression absolue.

Pour $n =$	2	4	6	10
La température est	61°	137°	187°	260°

La température de 260° est voisine du point d'inflammation des huiles de graissage dites valvolines.

Il résulte d'expériences diverses faites à Paris, que la consommation d'air a pu être considérablement abaissée par le chauffage préalable de l'air à 160 ou 170°. Les aéro-moteurs diffèrent si peu des machines à vapeur au point de vue organique, que l'on emploie le plus souvent, pour utiliser la pression de l'air, des machines livrées par le commerce comme moteurs à vapeur ; c'est sur un moteur Davey-Paxman à détente

variable par le régulateur (5e fasc., n° 83) que M. Kennedy a poursuivi les expériences dont voici les résultats :

Pression effective initiale de l'air	4 1/2 atmosphères
Puissance indiquée sans réchauffage. . .	9.9 chevaux
Consommation d'air ramené à la pression atmosphérique, par cheval et par heure .	25.2 mètres cubes
Consommation d'air, réchauffé à 160°, la température initiale étant de 29°, par cheval et par heure	18.3 mètres cubes

En même temps, le fonctionnement à chaud a élevé le rendement organique de la machine de 0,67 à 0,81 ; il en est donc résulté un bénéfice indirect que nous n'avons pas à considérer dans ces vues théoriques. La consommation de coke employé au réchauffage était de 0k,18 par cheval indiqué ; pour la même quantité d'air empruntée à la conduite que dans le fonctionnement à air froid, on aurait obtenu 1,38 cheval indiqué au lieu de 1 cheval, mais la consommation de coke eut été de 0k,25 ; on peut en conclure que le supplément de puissance de 0 ch. 38 a été obtenu pendant une heure moyennant une dépense de coke de 0k,25, ce qui équivaut à la production d'un cheval pour 650 grammes de coke, résultat extrêmement avantageux, surtout si l'on considère que l'opération du chauffage proprement dite est accompagnée d'une perte probablement importante.

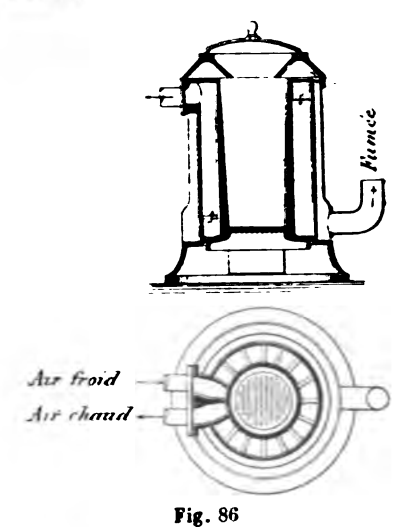


Fig. 86

Le réchauffeur employé dans les expériences rapportées ci-dessus était le poêle en fonte représenté figure 86 ; le foyer à coke est contenu dans la colonne centrale; celle-ci est entourée d'un manteau dans lequel l'air comprimé circule, et d'où il ne peut s'échapper qu'après avoir fait un tour complet en serpentant à travers les chicanes verticales qui allongent son parcours. Les produits de la combustion redescendent à l'intérieur du manteau, ce qui permet une meilleure utilisation de la chaleur.

57. — *Chauffage par la vapeur.* — D'autres systèmes de réchauffage

peuvent être employés; l'un d'eux consiste à saturer l'air de vapeur d'eau en même temps qu'on l'échauffe à la température de cette vapeur. Ce cas se ramène à celui du n° 55, tout au moins en ce qui concerne la loi de détente, qui est celle d'un mélange d'air, de vapeur et d'eau.

C'est sur ce mode de réchauffage et les moyens employés pour le mettre en œuvre que repose principalement le système de locomotion Mékarski. L'air est emmagasiné sous forte pression (environ 50 atmosphères) dans des réservoirs, il alimente la machine motrice en passant au préalable par barbotage à travers une certaine quantité d'eau chaude enfermée dans un récipient, où il se sature et s'échauffe; il traverse ensuite un détendeur destiné à régler la pression sous laquelle il est dépensé, pression qui est nécessairement beaucoup plus faible que celle d'emmagasinage. La figure 87 représente la bouillotte Mékarski; le détendeur établi au-dessus du réservoir ne diffère pas en principe des appareils similaires, mais le ressort dont la tension est destinée à équilibrer la pression du fluide détendu est formé d'un bourrelet d'air emprisonné *a*, que l'on peut comprimer par un plongeur à tige filetée sur laquelle on agit à la main. En tournant plus ou moins le volant V, on obtient une pression plus ou moins forte de l'air détendu, mais constante pour chaque position du volant. D'autres formes de détendeurs peuvent être employées sans modifier le principe du système.

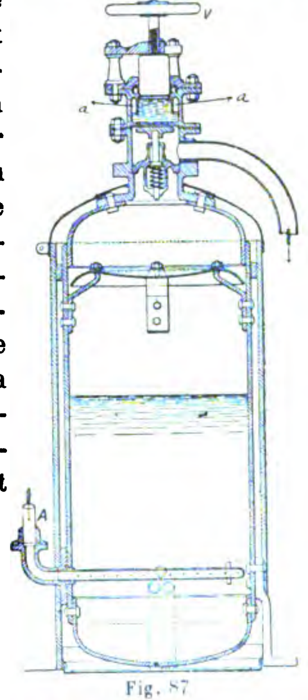


Fig. 87

Etudions d'abord le procédé de saturation de l'air dans le réservoir, abstraction faite du détendeur.

Soient: p_0 et t_0 la pression et la température de l'air au point A, c'est-à-dire à l'entrée dans le réservoir, t' la température de l'eau, p' la pression correspondante de la vapeur saturée.

Supposons que la température t' soit maintenue constante par une source extérieure de chaleur, au lieu qu'en réalité, et à défaut de cette source, la température t' s'abaisse progressivement. Supposons encore

que le régime soit établi, c'est-à-dire que le poids d'air entrant dans l'appareil soit égal à celui qui en sort, humidité non comprise.

Le réservoir étant en équilibre de pression avec la conduite d'air qui y pénètre, la tension propre de l'air dans la chambre de vapeur de la bouillotte sera $p_0 - p'$, et le volume v' du kilogramme d'air échauffé obéira à l'équation fondamentale des gaz :

$$(p_0 - p')\, v' = \mathrm{R}\,(a + t')$$

d'où l'on tire:

$$v' = \frac{\mathrm{R}\,(a + t')}{p_0 - p'}$$

R étant la constante de l'air atmosphérique (3e fasc., n° 11).

Le poids de vapeur qui sature le kilogramme d'air est celui qui occupe le volume v' à la température t' ; soit u' le volume spécifique de la vapeur saturée à t', le poids cherché sera :

$$\frac{v'}{u'} = \frac{\mathrm{R}\,(a + t')}{u'\,(p_0 - p')}$$

Le poids d'air m saturé par le kilogramme de vapeur sera le rapport inverse, c'est-à-dire que l'on aura :

$$m = \frac{u'\,(p_0 - p')}{\mathrm{R}\,(a + t')}$$

m augmente au fur et à mesure que t' s'abaisse, puisque p' diminue en même temps et que u' augmente. La proportion d'eau contenue dans le mélange qui sort de l'appareil va donc en diminuant de plus en plus.

Si l'on fait abstraction du détendeur, et que l'on suppose l'eau maintenue à température constante, il est possible de trouver la loi de détente dans la machine réceptrice, puisque la composition du mélange est connue ; nous rentrons ainsi dans le cas déjà examiné (55). La loi de décroissance de la température et du poids de l'eau chaude, celle de la pression de l'air emmagasiné et de la composition du mélange saturé soulèvent une série de questions que nous n'aborderons pas.

58. — *Effet du détendeur.* — Nous avons vu (3e fasc., n° 73), que les échanges de chaleur entre le fluide qui s'écoule et les parois du détendeur étant négligeables, l'écoulement à travers cet appareil peut être considéré comme une opération pratiquement adiabatique. Lorsque le fluide est un gaz parfait et à l'état sec, sa température baisse dans la

section rétrécie pour se relever lorsque la vitesse est amortie ; les températures à l'amont et à l'aval sont les mêmes lorsqu'on a soin de les prendre à une certaine distance de l'étranglement; les pressions et les volumes dans ces sections sont donc liés par la loi de Mariotte.

Il n'en est plus de même lorsque l'air est saturé de vapeur, et que le mélange comprend une certaine quantité de liquide.

Dans le système Mékarski, l'eau ne pourrait se trouver dans l'air que si elle était soulevée par entraînement; une tôle en forme de capuchon est destinée à empêcher ce soulèvement, mais il suffit d'une quantité d'eau très faible pour modifier la manière dont le mélange se comporte à travers le détendeur et pour empêcher, par exemple, que la vapeur soit surchauffée après ce passage. Il y a donc deux cas à considérer, mais on ne sait pas *a priori* s'il faut se placer dans l'une ou dans l'autre de ces deux hypothèses, et on ne pourra être fixé qu'après tâtonnements.

L'équation à poser dans les deux cas consiste à exprimer que la somme algébrique des travaux exercés par les pressions d'amont et d'aval sur un certain poids de fluide qui s'écoule est égale au gain de chaleur interne de ce même poids, considéré depuis sa condition d'amont jusqu'à sa condition d'aval ; mais l'expression des termes entrant dans cette équation est différente suivant qu'il y a surchauffe ou que la saturation persiste.

Supposons que le mélange composé de m kilogrammes d'air saturés par un kilogramme de vapeur entraîne en outre n kilogrammes d'eau, les pressions et la température se trouvant dans les conditions examinées au n° 57.

Soient t'' la température à l'aval du détendeur, p'' la tension correspondante de la vapeur, p_1 la pression d'aval donnée ; soient enfin x et y les poids de vapeur et d'eau mélangés au kilogramme d'air après le passage au détendeur. La tension de l'air sera $p_1 - p''$.

En négligeant la partie liquide, le volume du mélange à l'amont comme à l'aval sera le volume de vapeur calculé d'après son poids et sa température ; pour évaluer le travail des pressions, on observera que c'est la pression totale qui doit entrer en ligne de compte. Le calcul de la chaleur interne ne présente aucune difficulté, et nous pouvons écrire immédiatement l'équation suivante :

$$A\,(p_o\,u' - p_1\,u''\,x) = m\,c\,(t'' - t') + (x + y)\,q'' - (1 + n)\,q' + x\,\rho'' - \rho'$$

ou, en remarquant que $x + y$ est égal à $1 + n$:

(1) $$A (p_o u' - p_1 u'' x) = mc (t'' - t') + (1 + n) (q'' - q') + x \rho'' - \rho'$$

Les inconnues sont t'' et x ; il faut donc une deuxième condition, que nous trouverons en exprimant que l'air détendu à la tension propre $p_1 - p''$, et se trouvant à la température t'', occupe le volume de x kilogrammes de vapeur saturée à la même température :

(2) $$(p_1 - p'') u'' x = R (a + t'')$$

Les équations (1) et (2) font connaître l'état du mélange après qu'il a subi l'effet du détendeur ; elles seront résolues par tâtonnements ; on se donnera par exemple, la température t'', l'équation (2) fera connaître x, et ces valeurs devront vérifier la première équation. Si on trouve par cette résolution que x est supérieur au poids de tout le fluide aqueux qui se trouvait à l'amont du détendeur, c'est-à-dire $1 + n$, on en conclura que la vapeur est surchauffée à l'aval, et le problème devra être résolu au moyen d'autres équations.

On sait que malheureusement les données de la vapeur surchauffée sont plus ou moins incertaines ; on pourra se servir de l'expression de la chaleur interne trouvée par Zeuner (3e fasc., n° 62). En appliquant la méthode indiquée ci-dessus, on aura ainsi pour remplacer l'équation (1) en appelant u_s le volume spécifique de la vapeur surchauffée, t_s la température d'aval, p'' la tension de la vapeur et p_1 la tension totale, et en supposant que n est nul, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'eau entraînée :

(3) $$A (p_o u' - p_1 u_s) = mc (t_s - t') - (q' + \rho') + 476.11 + 3 A p'' u_s$$

Les inconnues sont u_s, t_s et p''.

Mais on a pour l'air, qui obéit à l'équation fondamentale des gaz, et dont le volume est celui de la vapeur :

(4) $$(p_1 - p'') u_s = m R (a + t_s)$$

Tandis qu'on a pour la vapeur surchauffée, soit une équation analogue, si on admet qu'elle se comporte comme un gaz, soit l'équation proposée par Zeuner pour ce fluide (3e fasc., n° 62, éq. (36)).

(5) $$p'' u_s = 50.933 (a + t_s) - 192.50 \, p''^{\frac{1}{4}}$$

Les équations (3), (4) et (5) permettent de résoudre le problème. Les

calculs se simplifient lorsqu'on prend au lieu de l'équation (5), l'équation des gaz :

$$p'' u_s = R' (a + t_s)$$

avec R' = 47.061 (3e fasc., no 57).

Un calcul numérique appliqué à de l'air saturé à l'amont du détendeur, mais n'entraînant pas d'eau, montre que la vapeur se trouve à l'état surchauffé après le passage dans cet appareil. Pendant la détente au cylindre, la surchauffe disparaît et le mélange rentre dans les conditions ordinaires.

59. — *Observations sur l'effet économique du système.* — L'échauffement et la saturation de l'air par la vapeur absorbent une certaine quantité de chaleur que l'on peut calculer si l'on connaît la température de l'eau et la pression de l'air qui y pénètre ; il faudrait en effet, pour conserver les choses dans le même état, produire 1 kilogramme de vapeur saturée pour *m* kilogrammes d'air (57), et maintenir constante la température de l'eau de la bouillotte, constamment refroidie par le passage de l'air. Il importerait de voir comment cette chaleur supplémentaire est employée à améliorer le cycle, et le problème est intéressant à considérer, toutefois nous ne l'aborderons pas ici.

La question se complique d'ailleurs pour le système Mékarski par la présence du détendeur ; lorsqu'il s'agit d'air sec, cet organe agit comme les résistances de la conduite, puisqu'il abaisse la pression sans élever la température, et son influence sur le rendement est facile à trouver, d'après les conditions de marche des récepteurs, qui peuvent être à détente plus ou moins complète (51) se rapprochant de l'isothermique ou de l'adiabatique. Lorsqu'on tient compte de la vapeur, le problème n'est plus aussi simple, nous nous bornons à le signaler ; mais dans ce cas également le détendeur exerce une influence défavorable sur le rendement, on l'accepte comme un mal nécessaire chaque fois que l'air dont on utilise le travail de compression doit être emmagasiné.

La Compagnie Parisienne de l'air comprimé emploie le détendeur dans le but de régulariser la pression à laquelle l'air est distribué à ses abonnés, à la condition pour ceux-ci de maintenir cette pression un peu en dessous de celle de la canalisation aux heures où elle est la plus basse. Ce régulateur-détendeur (fig. 88) fonctionne comme tous les

appareils de l'espèce (1); il ne comporte qu'une soupape obturatrice *b*, mais la différence de pression entre ses deux faces est équilibrée par

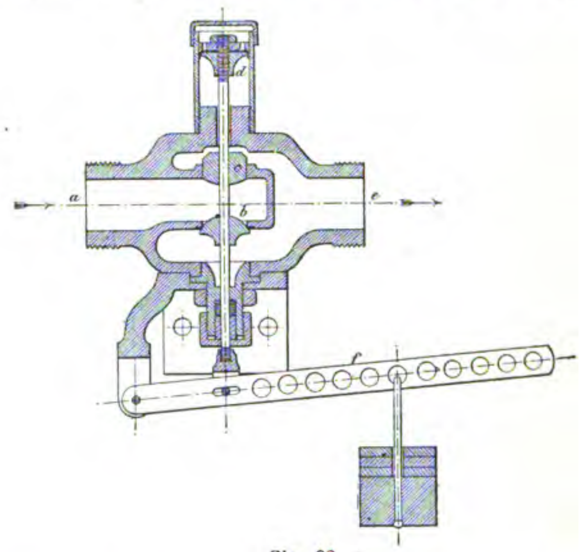


Fig. 88

une différence égale sur les deux faces du piston *c*; l'air arrive par *a* et sort par *e*; *d* est le piston moteur, influencé par la pression d'aval; le levier à contrepoids *f* équilibre l'action du piston *d*.

60. — *Coup d'œil sur les récepteurs employés et les rendements obtenus.* — Les réceptrices employées depuis les débuts de l'air comprimé

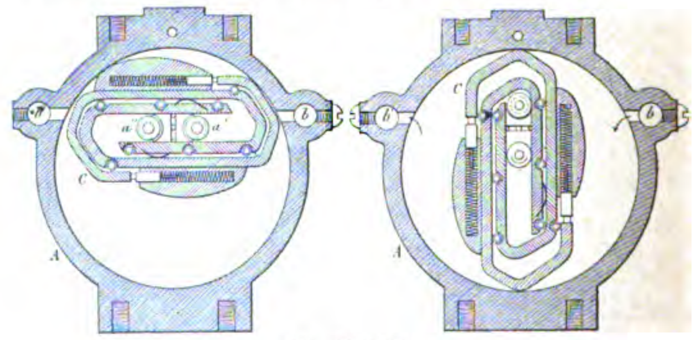


Fig. 89 et 90

1. Voir le détendeur Belleville, troisième fascicule, n° 73 avec lequel celui-ci présente une certaine analogie.

pour actionner des treuils, des appareils de levage, etc., ne diffèrent pas des machines à vapeur.

La Compagnie Parisienne fait usage pour les petites forces (de 6 kilogrammètres par seconde jusqu'à deux chevaux), du moteur rotatif représenté par les figures 89 à 91, que nous reproduisons d'après M. Dechamps. L'enveloppe cylindrique A du capsulisme est fixe; l'air y est admis par la tubulure *b* et s'échappe par *b'*. Le tambour fixe est cloisonné par un piston formé de deux parties emboîtées C, qui peuvent glisser l'une par rapport à l'autre de manière à s'appuyer par leurs arêtes extérieures contre les génératrices de l'enveloppe. Ces cloisons, en tournant autour de l'arbre excentré qu'elles entraînent par une traverse portant les deux galets *a*" *a*', déterminent dans l'enveloppe deux capacités variables, dont l'une, celle qui reçoit l'air sous pression, augmente de volume, tandis que l'autre communique avec l'échappement. Le point mort de la machine correspond à la position de la figure 89, pour laquelle le moment moteur est nul, tandis que la position de la figure 90 est celle du maximum d'action. La distribution est opérée par l'arête extérieure des cloisons qui, en franchissant les lumières, met les deux capacités en relation avec l'admission ou l'échappement.

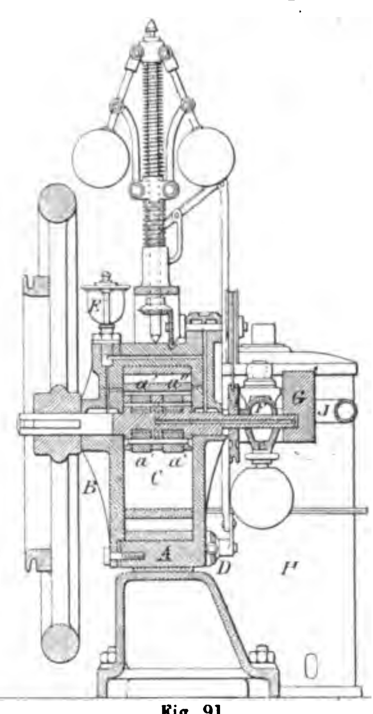


Fig. 91

La figure 91 montre l'ensemble du moteur, qui comprend un réservoir H, une tubulure de prise d'air non représentée, le tuyau de décharge J et un régulateur centrifuge agissant par étranglement. Le graissage se fait par E, l'huile est recueillie à la sortie par la boîte F. L'arbre actionne un compteur de tours G.

L'air agit sans détente dans les moteurs rotatifs de force inférieure à un demi-cheval, leur fonctionnement peu économique les rend inapplicables aux grandes puissances. L'effet utile augmente aux grandes vitesses, qui diminuent l'importance relative des fuites. D'après Riedler,

le moteur de 1 cheval fonctionnant sans détente, à air non réchauffé, consomme 84 mètres cubes d'air à 90 tours par minute, et 55 mètres cubes seulement à 187 tours. Dans les deux cas la pression était de 4 atmosphères effectives; les volumes dépensés s'entendent toujours de l'air ramené à la pression atmosphérique.

Ces moteurs ont été perfectionnés au point de vue des fuites, et on leur a appliqué un mécanisme de détente. On a obtenu ainsi des consommations beaucoup moindres (36,4 mètres cubes sans réchauffage, et 27,2 mètres cubes avec réchauffage préalable à 70°, d'après Riedler et Gutermuth). Pour le mécanisme de détente appliqué aux moteurs de force supérieure à un demi-cheval, voir le *Portefeuille des M.*, 1893.

Pour les puissances plus considérables, les machines à cylindre ordinaire donnent des résultats plus ou moins favorables, suivant la perfection de leur construction, la détente qu'on y réalise, et l'intensité du chauffage préalable de l'air [1]. Riedler et Gutermuth citent des chiffres de consommation particulièrement remarquables obtenus sur un moteur monocylindrique Corliss-Farcot qui était en réalité une ancienne machine à vapeur. A l'allure de 54 tours, ce moteur, alimenté avec de l'air chauffé à 160 degrés, développait 72 chevaux indiqués en ne consommant que 13,6 mètres cubes d'air par cheval au frein, et 12,02 mètres cubes par cheval indiqué. La consommation de coke n'était que de 0^{kg},09 par heure par cheval indiqué; la pression initiale de l'air n'est pas donnée, mais elle n'était probablement pas supérieure à 5 atmosphères effectives.

Si on admet que les machines de l'usine centrale compriment, par cheval indiqué, 11 mètres cubes d'air à 6 atmosphères effectives, on voit que, malgré les pertes du compresseur, de la canalisation et de l'aéro-moteur, il est possible d'obtenir, pour un cheval indiqué à l'usine centrale, au delà de 0,9 de cheval indiqué à la réceptrice, moyennant une dépense de coke à peu près insignifiante.

Ces chiffres font apparaître le mode de transmission par l'air comprimé sous un jour extrêmement favorable, et renversent les idées qui étaient généralement reçues avant l'application du réchauffage. Il était reconnu que la canalisation proprement dite ne donnait lieu qu'à des pertes de charge très faibles, mais que l'effet utile assez médiocre des compresseurs d'une part, le très faible rendement des aéro-moteurs d'autre part, rendaient la double transformation peu avantageuse.

1. Voir le moteur compound de *Proell et Kummer*, ainsi que celui de *Schmid et Heckfeld*, décrits par M. Richard (*Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e part., t. II, p. 369).

Il est vrai que les transmissions à air comprimé avaient dû leur succès à ce qu'elles s'adaptaient particulièrement bien à la commande de certains opérateurs employés dans les travaux souterrains des mines, et que les qualités précieuses qu'elles présentent pour cette application avait fait reléguer au second plan le côté économique du problème. On peut considérer comme un fait acquis que le mode de transmission qui fait l'objet de ce chapitre est susceptible de donner un effet utile global élevé, pourvu que chacun de ses éléments soit traité avec les soins voulus. Lorsqu'il s'agit de grandes puissances, il est sans doute toujours plus économique de placer le moteur à vapeur au point où l'opérateur doit être commandé; la canalisation et la double transformation peuvent cependant encore avoir leur raison d'être dans ce cas par suite des difficultés qui s'opposent à l'établissement des chaudières dans les villes, des avantages qui résultent de la centralisation et de l'association, etc.

61. — *Air raréfié.* — On peut concevoir une distribution de force qui soit pour ainsi dire la contre-partie de celle à l'air comprimé; elle comprendrait une usine centrale servant à maintenir un vide déterminé dans un réseau de conduites; la pression atmosphérique serait alors l'action motrice s'exerçant sur les pistons des aéro-moteurs, dont l'échappement se ferait dans les canalisations, et serait dirigé vers l'usine centrale. Dans ce nouveau mode de transmission, la circulation de l'air serait donc renversée, mais il n'y aurait pas de différence essentielle de principe entre ses parties constitutives et celles des installations d'air comprimé (45).

Cependant, et pour les raisons qu'il serait facile de tirer de l'étude qui a été faite des pertes de charge dans la canalisation (§ II), on peut établir que le système à l'air raréfié n'est applicable qu'à des distances relativement réduites.

Une transmission importante à l'air raréfié a fonctionné avec succès à Paris dans la rue Beaubourg, où elle desservait des immeubles industriels [1]; elle a été absorbée dans un secteur électrique.

1. MM. Petit et Boudenoot étaient les promoteurs de cette entreprise, dont les installations ont été souvent décrites. Voir notamment les *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, mars 1885 et janvier 1889, la *Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, t. II, p. 378, la *Revue universelle des Mines*, t. VIII, 3e série, où M. Dechamps reprend l'étude théorique du système. M. Hanarte avait examiné cette question dans le même recueil, 2e série, t. XX. Le moteur à air raréfié employé par MM. Petit et Boudenoot était remarquablement étudié et pourra servir de modèle pour les cas analogues.

Les installations de la *Société de distribution de force motrice à domicile par l'air raréfié* desservaient 150 moteurs de un demi-cheval à un cheval et demi.

DEUXIÈME PARTIE

APPAREILS DE LEVAGE

PRÉLIMINAIRES

62. — Des procédés de levage ont été employés dans l'antiquité pour la construction des temples et des pyramides ; ils dérivaient probablement des machines simples (plan incliné, treuil, poulies), comme semblent le démontrer certaines inscriptions hiéroglyphiques. On suppléait à la faible multiplication de force de ces engins en employant pour les manœuvrer de véritables armées. D'après quelques auteurs, on aurait aussi, dans certains cas, utilisé la poussée de l'eau par des différences artificielles de niveau pour soulever et dresser des obélisques de grande masse.

Parmi les opérations isolées les plus remarquables par leur importance effectuées dans les temps modernes, on peut citer le transport et l'érection de l'obélisque du Vatican, par Fontana, en 1685. Ce monolithe pèse environ 500 tonnes, il a été entouré de piles en charpente qui ont servi d'appui pour le saisir au-dessus de son centre de gravité, en même temps que sa base était déplacée horizontalement. Pour effectuer ces manœuvres on s'est servi de quarante cabestans desservis par huit cents hommes et cent-quarante chevaux.

Le déplacement et l'érection de l'obélisque de Luxor (en 1830 et 1836), ont été opérés au moyen d'un dispositif des plus intéressants imaginé par l'ingénieur de la marine Mimerel, et représenté en *schéma* par les figures 92 et 93. Pour l'abatage, la force de retenue maximum à exercer sur les bielles BB au moyen des huit palans *p* s'élevait à 111 tonnes ; le poids de l'obélisque est de 231 tonnes. Les palans étaient à six brins, il suffisait donc d'exercer sur chacun des huit brins libres une résistance de 2.310 kilogrammes environ, valeur dont il faut déduire

l'effet très considérable des frottements. Les brins libres étaient enroulés sur deux mâts fixes couchés horizontalement, et faisaient un tour sur chacun d'eux, ce qui réduisait la résistance à une valeur insignifiante. L'opération du couchage de l'obélisque a pu s'effectuer avec la plus grande régularité en vingt-cinq minutes (1). Le même appareil a servi à l'érection, mais les frottements s'ajoutant cette fois à l'effort théorique, les brins libres des huit palans s'enroulaient sur des cabestans.

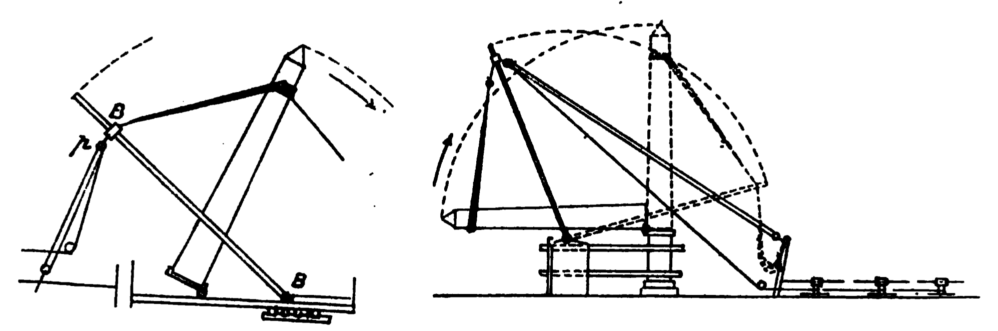


Fig. 92 et 93

L'aiguille de Cléopâtre a été dressée sur les quais de la Tamise à Londres, en 1878, par un procédé tout différent ; après avoir été entourée d'un blindage, elle a été soulevée horizontalement entre deux piles en charpente; des tourillons ont été fixés à l'enveloppe un peu au-dessus du centre de gravité de la masse, puis des paliers ont été montés sur les piles de support de manière à emboîter les tourillons; il a suffi de dégager l'obélisque de ses liens pour l'amener automatiquement dans la position verticale. L'aiguille de Cléopâtre amenée à Londres pèse un peu moins de 200 tonnes; l'érection a été faite par M. Dixon. Une seconde aiguille, transportée d'Alexandrie à New-York en 1881, pèse environ 220 tonnes, elle a été dressée par le même procédé.

Les dispositions prises pour le manœuvrage de l'obélisque de Luxor se distinguent des opérations plus anciennes par une application intelligente de la Mécanique, grâce à laquelle on a pu éviter la construction d'échafaudages très importants et la très grande multiplication du nombre des palans. Cette multiplication est nécessaire lorsqu'on veut agir par soulèvement direct; elle entraîne un grand inconvénient, par

1. Des dispositions ingénieuses avaient été prises pour égaliser les tensions dans les différents cordages. Voir *Ruehlmann A. M. L.*, t. IV, p. 32 et *Publication industrielle d'Armengaud*, 1re série, t. XVIII, p. 192.

la difficulté qu'il y a de les faire tirer en même temps. La presse hydraulique est affranchie de ce défaut, parce qu'on peut au moyen d'une seule presse exercer un effort aussi grand qu'on le veut.

63. — *Levage du Pont de Menai.* — La presse hydraulique a servi à mettre en place les tronçons des poutres tubulaires du pont de Menai, en 1849-1850. Chacun d'eux pesait 2.000 tonnes et a été soulevé d'environ 30 mètres au moyen de deux presses, dont une placée à chaque extrémité.

Les pistons des presses avaient 20 pouces de diamètre (508 millimètres), et 6 pieds ($1^m,829$) de course. Les cylindres fixes étaient montés dans l'axe de la poutre sur des sommiers en fonte disposés au-dessus de l'emplacement définitif; les pistons étaient surmontés d'une crossette agissant sur les chaînes pendantes qui servaient au levage. Ces chaînes étaient au nombre de deux pour chaque extrémité; chacune d'elles était formée de maillons plats articulés disposés par groupes comprenant alternativement huit et neuf éléments. Le pas de ces chaînes était exactement de 6 pieds et correspondait ainsi à la levée des pistons.

L'attelage des chaînes à la crossette de la presse était formé au moyen de mâchoires s'engageant sous les têtes élargies des maillons; des mâchoires semblables, mais supportées par les poutres fixes servant d'appui à la presse, étaient employées pour soutenir la charge pendant la descente du piston. Le levage était donc intermittent et se composait de courses successives égales en hauteur au pas des chaînes ou à la course du piston; la durée de chacune de ces courses partielles était de 30 à 40 minutes [1].

64. — Les opérations du genre de celles qui viennent d'être décrites sont caractérisées par le fait qu'elles ne doivent pas se reproduire souvent dans les mêmes circonstances, et qu'ainsi la question de temps n'intervient que d'une manière tout à fait accessoire dans le choix des moyens. De plus, pour des levages isolés si importants, on ne recule pas devant la dépense nécessaire pour assurer la bonne marche et la sécurité; c'est ainsi que pour la mise en place du pont de Menai, tous les appareils, y compris les quatre chaînes, ont dû être spécialement construits et n'ont servi que pour quelques opérations. Les machines de levage proprement dites sont celles qui conviennent pour effectuer des

1. *Ruehlmann A. M. L.* t. IV, p. 38.

opérations fréquemment répétées dans des conditions semblables; il y a alors grand intérêt à les disposer de manière à abréger les manœuvres.

A cette classe de machines appartiennent les grues de transbordement des gares et des ports, les grues et les ponts roulants d'ateliers, les ascenseurs et élévateurs de toute nature, etc.

Certaines machines élévatoires, affectées à des opérations spéciales, doivent satisfaire à un programme plus ou moins compliqué, et ne rentrent pas dans les opérateurs de la mécanique générale; leur étude se rattache ordinairement à la technologie de l'industrie qui les emploie; c'est ainsi que les machines d'extraction sont plutôt du ressort de l'exploitation des mines, que les dragues, les excavateurs, les transporteurs de déblais sont classés parmi les procédés d'exécution des travaux du génie civil, etc.

Parmi les appareils de levage et de manutention qui rentrent dans notre programme, quelques-uns, comme le vérin, le treuil, les diverses variétés de palans et la presse hydraulique sont propres à effectuer certaines opérations élémentaires, et on les rencontre soit comme machines isolées, soit comme parties intégrantes de machines plus complètes et plus spéciales.

Le mode d'application de la force motrice, c'est-à-dire la nature de l'agent moteur (vapeur, air comprimé, pression hydraulique), exercent une grande influence sur la constitution des appareils; d'autre part, les opérations à faire se présentent dans des conditions très variées; ainsi, une classe particulière de machines est adaptée au déplacement et à l'élévation des matières pulvérulentes, nous aurions donc à envisager les élévateurs à grains, les basculeurs de wagons charbonniers, etc. On conçoit par ces motifs qu'il serait difficile d'établir une classification rationnelle des appareils de levage.

CHAPITRE PREMIER

Machines servant aux opérations élémentaires

§ 1er

CRICS ET VÉRINS

65. — *Cric à crémaillère.* — Cet appareil très connu est représenté par la figure 94 ([1]) ; le retour de la charge est empêché par une roue à rochets. Les éléments du mécanisme sont pour la figure :

Rayon de la manivelle.	200	millimètres
» primitif du pignon *a*.	14	»
» » de la roue *b*	70	»
» » du pignon *c*.	18	»

L'effet multiplicateur, abstraction faite des frottements, est de 55,5; si l'on admet (2e fasc., n° 6) que l'effort moyen exercé par l'homme sur la manivelle dans une direction tangentielle à la trajectoire est de 7 kilogrammes, on voit que le cric permet de vaincre des résistances de 300 à 400 kilogrammes lorsqu'il présente deux arbres de renvoi. Les pignons toujours très petits sont taillés dans les arbres, la roue *b* est engagée sur une portée carrée ; les pignons n'ont que quatre ou cinq dents, circonstance qui aggrave les résistances passives (1er fasc. n° 67). On ne pourrait remédier à cet état de choses qu'en agrandissant tous les rayons, y compris le rayon de la manivelle, qui pourrait à la rigueur aller jusqu'à $0^m,35$, mais on rendrait l'appareil peu portatif. La caisse du cric est en bois, elle est garnie de joues en tôle J pour fournir des points d'appui aux tourillons, et de deux guides en fer M et N pour la crémaillère.

Il existe des crics à trois arbres d'un effet multiplicateur plus considérable, qui peuvent faire un effort de 1.500 kilogrammes environ (voir un cric de 6.000 kilogrammes construit par la Société alsacienne, décrit par *Ernst*, ouvr. cité, p. 566).

1. D'après *Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues* (1898).

La roue à rochets n'évite pas complètement les accidents, notamment si l'homme abandonne la manivelle pendant la descente d'une charge, parce que, pour cette manœuvre, le cliquet doit être renversé et est inopérant. On a imaginé divers dispositifs de sûreté, qui sont d'ailleurs applicables à tous les treuils, notamment la manivelle ***Foccroule***, le frein ***Dubois***, etc. (1).

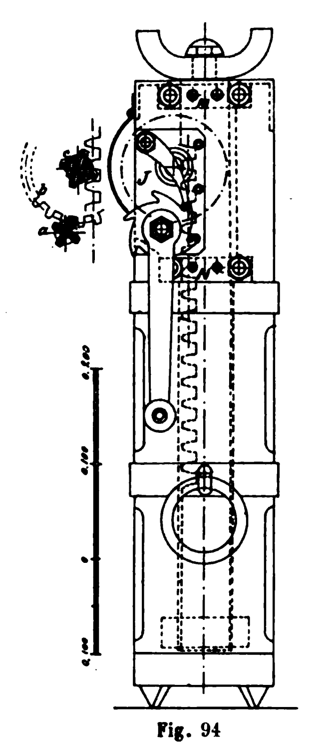


Fig. 94

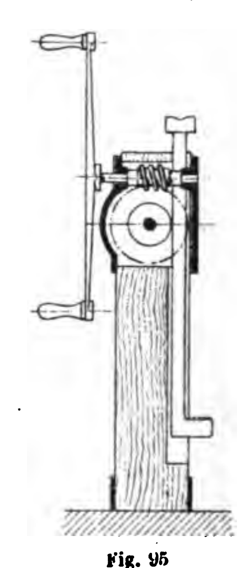


Fig. 95

On peut rendre le cric non réversible (ou à peine réversible) en interposant une vis tangente dans la commande (fig. 95, d'après les esquisses de Riedler); on peut même réaliser ainsi une multiplication plus forte, et l'on évite les pignons trop petits, toujours peu constructifs ; malheureusement, si l'on veut conserver à la vis ses qualités de non réversibilité, elle doit être de pas assez faible par rapport à son diamètre, et son rendement s'abaisse (1er fasc., n° 73). (Voir aussi le cric ***Dickertmann***, ***Revue de mécanique***, citée en note).

66. — *Cric à vis.* — La crémaillère du cric ordinaire est ici remplacée par une vis (fig. 96, d'après Riedler), que son talon empêche de

1. V. *Revue de Mécanique*, février 1897, note sur les appareils de levage, par G. Richard. Le frein Dubois est une forme simplifiée du frein à lames, que nous rencontrerons ailleurs. Voir aussi *Portefeuille des M.*, 1894.

tourner ; on agit sur l'écrou par une vis tangente. On peut ainsi obtenir une très grande multiplication d'effort ; l'appareil présente toute sécurité parce que la vis principale tout au moins n'est pas réversible. Mais le rendement est fortement abaissé par les frottements ; il est essentiel de donner beaucoup de mobilité à l'écrou, en l'appuyant sur une bague en bronze dur bien graissée. Le grand frottement auquel donnent lieu les vis est le point faible de cet appareil, on a cherché à y porter remède par diverses dispositions ingénieuses, et notamment par l'écrou à galets *Maude*. On fait aussi usage d'écrous portés sur billes, comme dans le cric *Meter* (1).

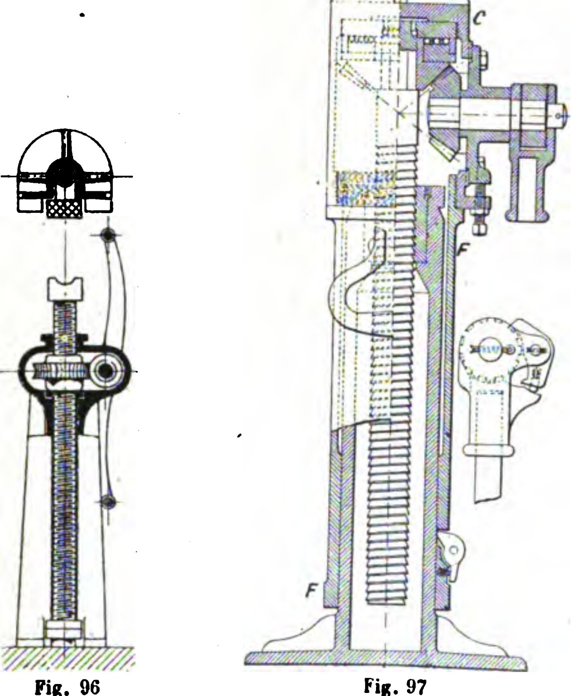


Fig. 96 Fig. 97

Dans le cric *Robinson* et *Norton* (fig. 97), (d'après *Engg.*, 1895-1-91), la vis tourne au lieu d'être immobile, et elle monte en entraînant le chapeau C, et par conséquent le fourreau F, qui télescope sur le pied cylindrique fixe de l'appareil ; un roulement sur billes est interposé entre le chapeau C et l'embase mobile, dont il reçoit la poussée. La manivelle est remplacée par un levier dont le cliquet à deux bras s'engage dans une

1. *Revue de Mécanique*, article cité.

roue à encoches calée sur l'arbre du premier pignon ; suivant que l'une ou l'autre des branches est en prise, le même mouvement d'oscillation du levier détermine la levée ou la descente. On remarque aussi dans ce cric la forme particulière du filet de la vis, qui réunit les avantages du filet carré au point de vue du moindre frottement, et ceux du filet triangulaire au point de vue de la solidité. On peut, avec cet appareil, exercer des efforts de 15 tonnes et au-dessus (1).

Le vérin ordinaire comporte simplement une vis de levage qui tourne dans un écrou fixe porté par un socle en tôle ou en acier coulé de forme conique. La vis est actionnée par un tourne à gauche à cliquet analogue à celui de la figure 97, mais à mouvement horizontal ; elle est coiffée d'un chapeau qui tourne follement et qui forme le sabot appliqué sous la charge.

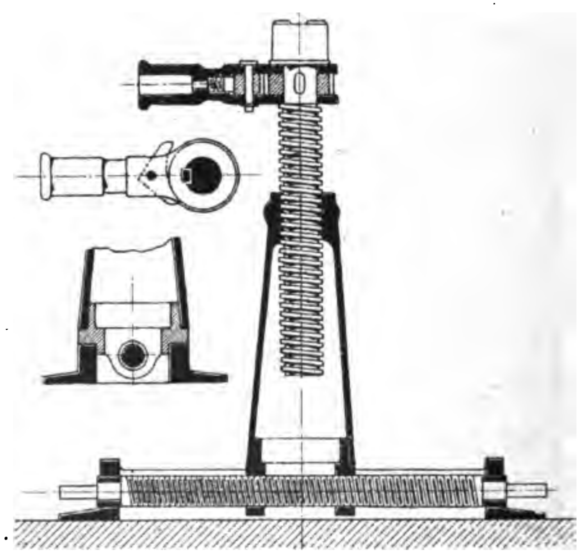


Fig. 98

Cet appareil peut être complété par un dispositif qui permet le déplacement latéral ; on obtient alors le vérin à chariot et vis d'avancement (fig. 98) d'après les esquisses de Riedler), fort usité comme cric de secours dans l'exploitation des chemins de fer.

1. Voir encore le cric différentiel *Robel*, dans lequel la vis et l'écrou sont commandés à deux vitesses différentes et de même sens, avec faculté toutefois d'immobiliser l'écrou pour la descente ou la levée rapides (*Revue de Méc.*, article cité, et *Pechan*, ouv. cité, pl. 8.)

67. — *Vérins hydrauliques.* — Ces appareils remontent à 1854, ils ont été répandus par Adamson, Tangye et par d'autres constructeurs anglais ; ils comprennent une presse hydraulique et sa pompe de pression, le tout condensé sous un faible volume et un poids réduit. La figure 99 représente l'une des formes du vérin hydraulique de Tangye; la colonne qui transmet l'effort est le piston C, garni à sa base d'un cuir embouti. Le cylindre est muni d'une bâche latérale coulée avec lui, et qui renferme la provision d'huile ou d'eau en même temps que la pompe de pression, dont le plongeur P est manœuvré par le levier extérieur L. La soupape d'aspiration *a*, et la soupape de refoulement renversée *r* sont appuyées par des ressorts ; un conduit *p*, commandé par l'obturateur à vis *v* permet le retour du liquide vers la bâche pour la descente.

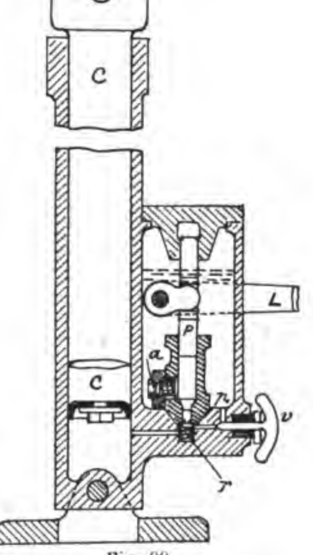


Fig. 99

Le vérin ci-dessus n'est propre qu'à exercer des efforts de compression ; on lui a donné d'autres formes qui, sous le nom de crochets hydrauliques, permettent d'exercer des efforts de traction. Le cylindre est alors renversé et porte sur le fond un anneau de suspension ; le piston est muni d'une tige traversant le couvercle du bas, tige qui se termine par la bâche de la pompe et qui porte le second anneau ; le liquide est refoulé par un canal central foré dans la tige, canal qui vient déboucher sous le piston de levage. L'ingéniosité de l'appareil réside dans la disposition simple et élégante de la pompe et de ses conduits (1).

Il est clair que la transmission hydraulique permet telle multiplication que l'on veut, tout en évitant les frottements, qui sont le défaut des mécanismes à vis, les seuls qui permettent de réaliser des vérins de grande puissance. Par contre, la moindre fuite compromet le fonctionnement.

1. Voir l'*Hydraulic pulling Jack* de Tangye, *Engg.* 1887-1-514, les crochets hydrauliques Robertson, la presse à sortir les boulons de Tangye, etc. (*Revue de Mécanique*, article cité).

§ II

PALANS (1)

68. — *Palan ordinaire, câbles.* — Le palan a été très employé en tous temps dans le gréement et les manœuvres courantes des navires; les poulies sont le plus souvent en bois de gaïac, on évite le contact des cordages avec les parties en fer des armatures, qui sont garnies de joues en bois. On a introduit récemment l'usage de poulies en fonte malléable zinguées. L'œil des poulies est garni d'une buselure ou d'une boite à galets qui substitue le roulement sur pivot au frottement ordinaire, en supprimant la nécessité du graissage. Pour les manœuvres à terre, où

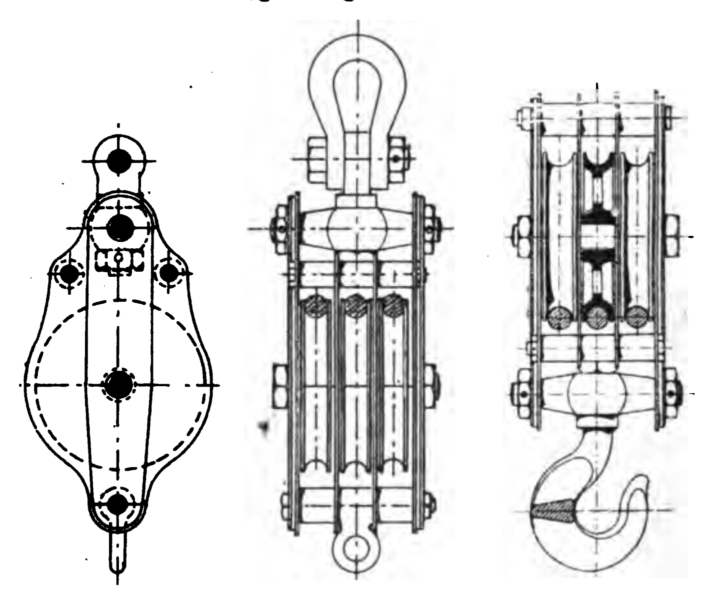


Fig. 100

la rouille n'est pas tant à craindre, le palan universellement employé est représenté par la figure 100 ; il est entièrement métallique ; on peut s'en servir indifféremment avec des cordes en chanvre ou avec des câbles flexibles en acier (2).

1. Pour l'étude théorique, voir 1er fascicule, nos 90 à 94

2. Voir ce qui a été dit de la tension d'incurvation au n° 6 de ce fascicule. On trouvera de nombreuses données sur les câbles de charge métalliques et autres dans l'ouvrage de Ernst (*Die Hebezeuge*) déjà cité.

Pour les câbles métalliques employés dans les opérations de levage, la question d'usure des fils n'est pas aussi importante que pour les transmissions, on fabrique donc des cordages éminemment flexibles, composés de fils très fins (depuis $0^{mm},4$ environ). Les câbles en fil galvanisé sont généralement employés ; le galvanisage abaisse la résistance d'environ 15 %. On admet que, même pour les câbles extra-flexibles, le diamètre des poulies ne doit pas être inférieur à 500 fois le diamètre des fils dont le cordage est formé. Ce diamètre doit être beaucoup plus grand lorsque les câbles circulent à grande vitesse, comme dans certains ascenseurs, les machines d'extraction, etc.

Divers perfectionnements ont été apportés au palan ordinaire dans le but de l'alléger ; on peut citer dans cet ordre d'idées celui de Higginson, construit entièrement en tôles minces embouties à la presse [1]. Il existe aussi des palans dans lesquels un frein automatique appuie sur la corde lorsqu'on cesse de tirer le brin moteur [2].

69. — *Palans à chaînes.* — On peut ranger dans cette catégorie les palans différentiels de Weston et autres, ainsi que ceux dans lesquels la chaine est entraînée par une roue à noix. Ils sont beaucoup plus légers et plus portatifs que les moufles ordinaires, qui deviennent d'ailleurs peu pratiques au delà de trois poulies ou de six brins ; ils demandent une longueur de chaine beaucoup moins grande pour la même levée ; enfin, on peut les rendre non réversibles, ou les munir de freins très efficaces. Les appareils de cette catégorie sont nombreux, et au lieu de les suspendre à un point fixe, on les rattache souvent à un chariot roulant porté lui-même par une poutre ou pont transbordeur. On obtient ainsi, pour des forces modérées, un pont roulant simple et pratique dont le mouvement de levage est actionné du niveau du sol, ce qui dispense d'employer un manœuvre spécial, comme dans les ponts à treuils mus à bras d'hommes.

Dans cette classe de palans, la chaine est rendue nécessaire par la condition que les poulies sur lesquelles elle passe fonctionnent comme des treuils, et ne sont pas de simples poulies de renvoi. Les poulies à empreintes sont toujours d'assez grand diamètre relativement aux

1. Appareils de levage par G. Richard (*Revue de Mécanique*, avril 1897).

2. *Ernst* (ouvrage cité), décrit le palan à frein de *Hewitt et Goff*, construit par la maison Tangye, et celui de Cremer; voir dans le même ordre d'idées le moufle *Létang* (*Rev. de Méc.* article cité).

dimensions des maillons. Les roues à noix sont de petit diamètre (fig. 101) (d'après les esquisses de Riedler) ; pour empêcher la chaine de s'échapper par suite des oscillations accidentelles, elles sont toujours entourées d'une gaine fixe qui maintient les maillons en prise.

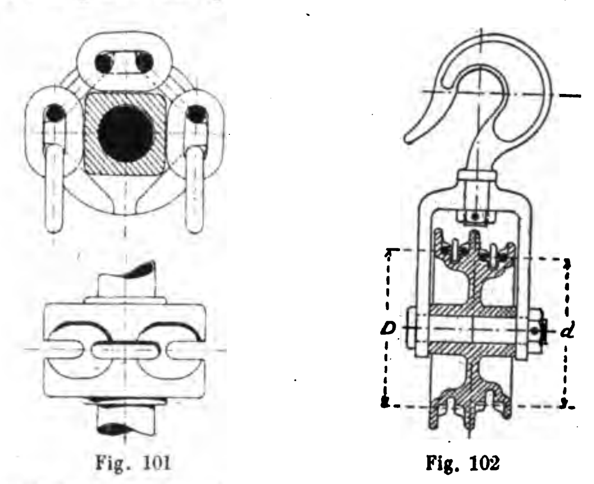


Fig. 101 Fig. 102

La poulie de Weston, ou palan différentiel simple (1[er] fasc., n° 93), très employée dans les montages, n'est pas réversible lorsque le rapport des diamètres d et D (fig. 102) atteint 0,9 ; en comptant sur cette valeur, et en admettant que l'homme tirant de haut en bas exerce normalement un effort de 25 kilogrammes, on trouve que la poulie de Weston exerce un effet multiplicateur de 20 et convient pour soulever des charges de 400 kilogrammes environ en tenant compte des frottements.

La poulie différentielle donne lieu à des dispositions variées consistant dans la commande du tambour par une couronne dentée intérieure actionnée par un pignon avec roue à chaine pendante, ou par une roue à vis tangente manœuvrée de la même manière, comme dans les figures 103 et 104 qui se rapportent cependant à un autre appareil (1).

On peut, par l'emploi des trains épicycloïdaux et de leurs dérivés, réaliser des mouvements très ralentis soit sur une roue à noix unique,

1. Les nouveaux palans à engrenages *Weston* sont munis d'un frein spécial dit à lames imaginé par cet inventeur et dont l'action est automatique pour empêcher le retour de la charge; lorsqu'on veut descendre, le frein se desserre automatiquement par l'action exercée sur la chaine pour amener la descente. Certains de ces appareils sont différentiels, d'autres ne le sont pas; M. Richard en décrit deux (*Revue de Mécanique*, art. cité), ainsi que les palans à vis de *Holub* et de *Luders*, le palan à engrenages de *Caldwell*, l'appareil automatique *Evrard* et *Cornevin* pour les sauvetages en cas d'incendie, etc.

soit sur deux poulies à empreintes, et obtenir sans grande complication d'engrenages des palans ayant une grande force de levage. Les palans de *Eade*, de *Moore* et de *Pickering* sont basés sur ce principe ([1]).

70. — *Palans à freins.* — Les appareils comportant une roue à noix avec multiplication de force par vis tangente sont assez nombreux ; on peut les rendre non réversibles en adoptant une vis de faible pas qui abaisse malheureusement l'effet utile (1er fasc., n° 73). On a remédié à ce

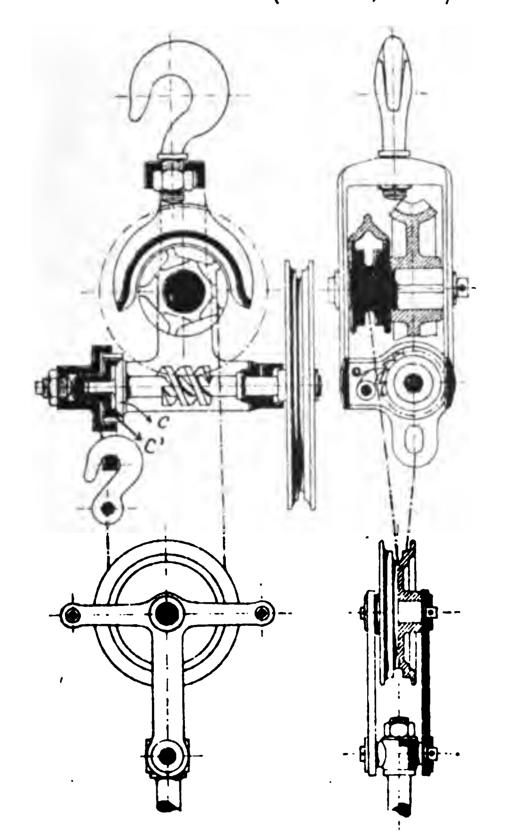


Fig. 103 et 104

défaut dans les palans *Lüders* et *Becker*, qui diffèrent assez peu l'un de l'autre ; la vis est à deux entrées et à pas trop grand pour arrêter la charge,

1. L'appareil Moore surtout est particulièrement ingénieux. Voir l'article cité de *G. Richard*, ainsi que *Ernst*, ouvrage cité, p. 547 et suiv., et *Pechan* (ouvrage cité), pl. 6.

mais un frein ingénieux est monté sur la vis et mis en action par la pression axiale qui s'exerce sur elle. Nous ne décrirons que l'appareil Becker (fig. 103 et 104) (d'après les esquisses de Riedler). La vis se termine par un cône C de rayon agrandi, qui appuie à frottement dans un cône creux C' terminé par un pivot qui porte contre une butée. La poussée transmise à la vis aussi bien à la montée qu'à la descente applique les deux cônes et les rend solidaires par frottement aussi longtemps qu'on n'immobilise pas C' ; le mouvement de C' ne peut se produire que pour la montée ; il est arrêté pour la descente par un rochet. Il résulte de cette disposition que les cônes sont sans action pendant le levage, que le frottement qui naît au contact de leur surface est suffisant pour maintenir la charge suspendue lorsqu'on abandonne la chaîne, et enfin qu'on peut produire le mouvement de descente en exerçant sur la chaîne une traction qui s'ajoute à l'effet du poids (1).

§ III

TREUILS.

71. — *Treuils ordinaires.* — Les treuils sont employés aux opérations de levage directes, ou en combinaison avec un moufle ; ils sont à multiplication simple, double, triple, etc. Les figures 105 et 106 (d'après les esquisses de Riedler), représentent le treuil à simple multiplication ; on lui donne souvent deux manivelles. L'arbre moteur A porte le pignon et une roue à rochets qui permet de tenir la charge suspendue. Un frein à bande est monté sur une poulie que porte l'arbre du tambour (disposition *a*), ou venue de fonte avec le tambour (disposition *b*). Le frein est utile pour laisser descendre des charges sans exercer aucune force de retenue sur les manivelles ; pour cet usage, le pignon est désembrayé par glissement de l'arbre A, une manette *m* sert à le maintenir dans l'une ou l'autre position. Ce treuil permet d'exercer un effort de 350 kilogrammes lorsqu'il est actionné par deux hommes.

On peut se servir du treuil soit en dévidant la corde sur le tambour, soit en lui faisant faire un nombre de tours limité et en exerçant une

1. Le palan *Kohn* est muni d'un frein aussi simple qu'ingénieux dans lequel la force qui produit le frottement est le poids de la charge elle-même (*Portefeuille des M.*, 1896).

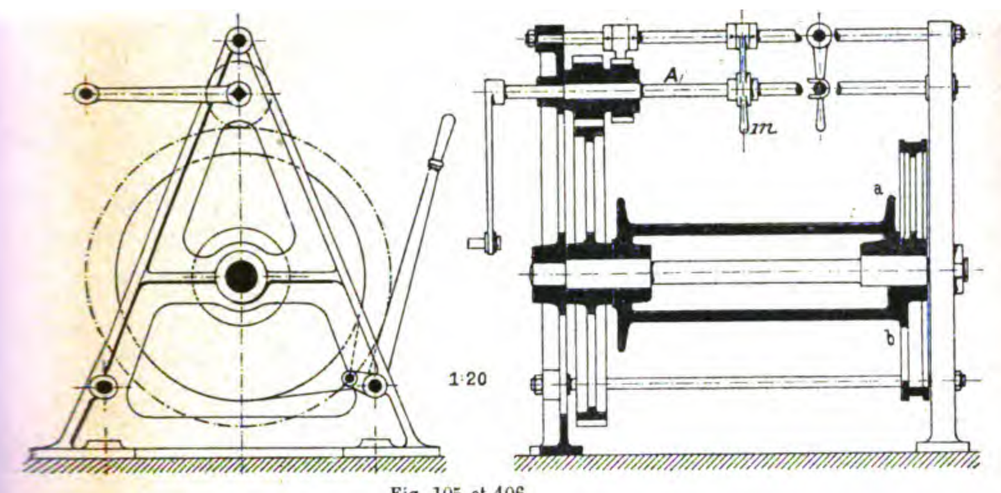


Fig. 105 et 106

Fig. 107

Fig. 108 et 109

tension sur le brin libre, auquel cas l'entraînement se produit par adhérence; on peut laisser descendre la charge en modérant la tension sur le brin libre. Cette manœuvre ne se fait qu'avec des cordes en chanvre ou des cordages métalliques.

Les figures 107 à 109 représentent un treuil à multiplication double de Becker [1], pouvant aussi fonctionner à simple force par glissement de l'arbre des manivelles. Dans les figures, l'arbre A occupe la position qui correspond à la simple puissance; le pignon P_1 engrène avec la roue R_2; l'arbre B porte un pignon P_2 toujours en prise, ainsi que la roue à rochets P, dont le cliquet est articulé dans la poulie du frein différentiel à bande (1er fasc. n° 96).

Cette disposition est nouvelle, et constitue un heureux perfectionnement, le cliquet restant toujours enclenché, et son point d'attache étant soustrait au choc qui peut résulter d'un retour brusque par suite de l'abandon des manivelles [2]. Pour descendre la charge, l'arbre A est désembrayé, et est soustrait à la rotation rapide qui rendrait [son approche dangereuse.

Le diamètre des tambours est égal à 6 à 8 fois celui du cordage en chanvre qui doit s'y enrouler; la grosseur du cordage est elle-même déterminée par l'effort qu'il doit supporter.

72. — *Chaînes.* — Les tambours destinés à recevoir des chaînes peuvent être disposés de deux manières (fig. 110 et 111); ils sont

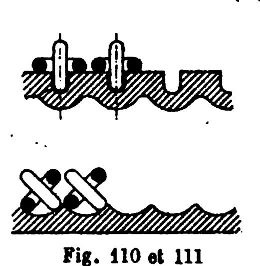


Fig. 110 et 111

creusés d'une rainure ou d'une gorge en hélice; la seconde disposition permet de gagner un peu de longueur.

1. Ce treuil est étudié pour soulever des charges de 1.000 kilogrammes lorsqu'il fonctionne à double puissance (*Ernst*, ouvrage cité, p. 220 en donne le calcul complet).

2. D'autres freins plus ou moins analogues en principe, et dans lesquels la roue à rochets est remplacée par divers embrayages à friction, se rencontrent souvent dans les treuils allemands.

Les chaînes sont à maillons longs ou à maillons courts (fig. 112 et 113); ces dernières, dites chaînes anglaises, subissent des effets de flexion moindres en passant sur les poulies ou les tambours, et doivent être préférées pour cette raison. Le diamètre du cylindre d'enroulement mesuré sur l'axe de la chaîne ne doit pas être inférieur à 20 fois le diamètre du fer des maillons. Les chaînes qui s'enroulent sur tambours ne doivent pas nécessairement être calibrées comme celles qui passent sur des roues à noix.

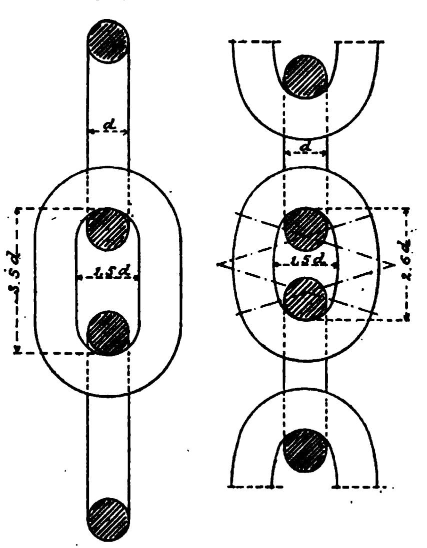


Fig. 112 et 113

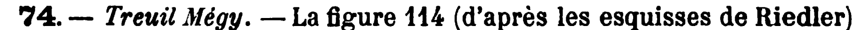
Les chaînes sont fabriquées en fer extra-nerveux; on détermine leurs dimensions comme si les maillons étaient soumis à l'extension simple, en admettant le taux de travail de 6 kilogrammes par millimètre carré de la double section, lorsqu'elles doivent fonctionner sur des appareils mus à bras d'homme; ce chiffre est réduit à 4 kilogrammes lorsque les treuils sont actionnés à plus grande vitesse par différents moteurs.

73. — *Diverses modifications du treuil* [1]. — Le treuil en tant qu'appareil de levage complet se présente sous des formes variées. Ainsi, le tambour admet de nombreuses modifications; on peut lui donner du

1. Voir une étude sur la construction des treuils dans *Uhland* (*P. M. K*), 1886, p. 263. On trouvera de nombreux renseignements sur les treuils à bras et à vapeur et sur tous les appareils de levage en général dans le manuel *d'Appleby* (*Hoisting Machinery*, Londres, Spon, 1897) qui est à proprement parler un catalogue.

creux vers le milieu de sa longueur lorsqu'on s'en sert pour des manœuvres diverses exécutées au moyen de cordages qui ne sont pas emmagasinés, et qui n'occupent que quelques spires du tambour; la gorge ramène les spires vers le milieu par un glissement latéral continu; ces tambours sont souvent en bois. (Voir les esquisses de *Riedler*). Avec ce mode de manœuvre, il est très avantageux de pouvoir engager ou dégager le cordage en un point quelconque de sa longueur; on y arrive en plaçant les tambours en porte-à-faux à l'extérieur des flasques du bâti, on les appelle alors poupées ou poires. Les treuils ainsi disposés sont extrêmement utiles pour les manœuvres qui s'exécutent à bord des navires, ou pour desservir les derricks (84); des poupées sont aussi placées sur les arbres intermédiaires, on dispose ainsi de vitesses plus ou moins grandes.

Le tambour peut être remplacé par une roue à noix, qui est beaucoup moins encombrante, et permet le levage sur une hauteur illimitée. Dans ce cas le bâti lui-même est simplifié, les deux flasques, en se rapprochant, se réduisent à un simple cadre qui peut s'attacher latéralement à une charpente, ou être fixé par colliers autour d'une colonne.


74. — *Treuil Mégy.* — La figure 114 (d'après les esquisses de Riedler)

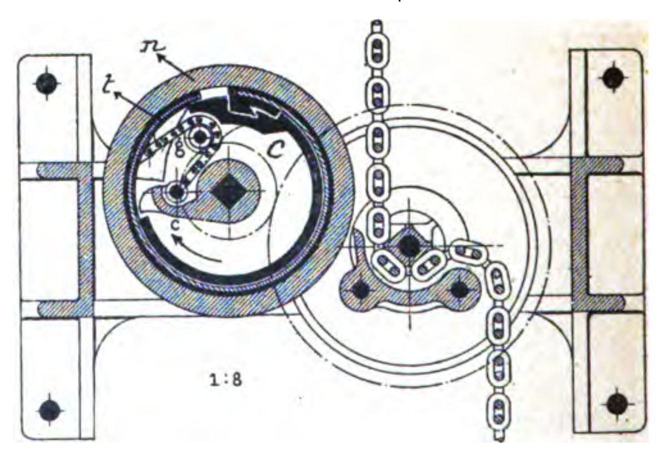


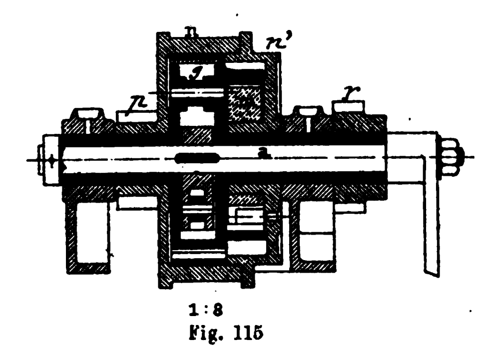
Fig. 114

représente le treuil *Mégy*, très connu en France, avec la forme primitive du frein spécial imaginé vers 1870, et que le même constructeur a depuis lors modifié et simplifié.

Ce frein, particulièrement ingénieux, n'est autre chose qu'un

embrayage à friction interposé entre la manivelle et le pignon qu'elle fait mouvoir. Il est combiné de telle manière que l'embrayage soit serré énergiquement pendant le levage; l'arrêt maintient la charge suspendue sans que la manivelle ait d'autre fonction que de serrer l'embrayage pendant cette suspension. Le desserrage de la manivelle permet à la charge de descendre avec une vitesse limitée, grâce à un frein de sûreté qui entre en action par la force centrifuge du mouvement de rotation créé par la descente.

L'embrayage (voir aussi fig. 115, tirée des esquisses de Riedler), est basé sur l'action d'un ressort à lame circulaire *t*, garni de cuir, engagé à l'intérieur du tambour *n* qui porte le pignon *p*; l'une des extrémités de ce ressort est engagée par un talon dans le cylindre intérieur C qui



1 : 8
Fig. 115

est fou sur l'arbre *a* de la manivelle; sur ce dernier arbre est calé un bras *c* qui peut entraîner le cylindre C par une butée intérieure lorsqu'il tourne pour le levage dans le sens de la flèche; ce bras est encore lié au ressort par une chaînette qui agit sur la lame en passant sur le galet *g* dont le pivot est porté par le cylindre C [1]. Le cylindre C est prolongé autour de l'arbre par des buselures dont l'une porte la roue à rochets *r*, dans laquelle est engagé un cliquet articulé à un point fixe; ce cylindre C ne peut donc tourner que dans un sens, celui qui produit le levage.

1. Cette liaison a été simplifiée dans les appareils plus récents. Voir un pont roulant de 40 tonnes système Mégy, où il a été fait une large application de cet embrayage (*Portefeuille des M.* 1895, pl. 21 et 22 avec figures détaillées).
Le frein Bourgougnon (*Portefeuille des M.* 1882 pl. 34) rappelle l'appareil Mégy avec des dipositions plus simples; il est également applicable à toutes les formes du treuil.
On trouvera une monographie assez complète des appareils Mégy dans la notice intitulée: *Les appareils de levage à l'Exposition de* 1889, par Mégy et Igert. (Paris, E. Bernard et Cie).

Lorsqu'on tourne la manivelle dans le sens de la flèche, le bras *c* bute contre le cylindre creux C, en même temps qu'il soulage la chaînette et laisse porter la tête du ressort; dans ces conditions, celui-ci actionné du reste par le talon, entraîne le tambour, et par conséquent le pignon de levage. Lorsque la manivelle est arrêtée, le cylindre creux C est immobilisé par la roue à rochets *r*, l'embrayage reste néanmoins serré aussi longtemps que la chaînette reste détendue et que l'action du ressort n'est pas supprimée par un déplacement angulaire de la manivelle en sens contraire. La pression sur la manivelle dans le sens opposé à la flèche peut être réglée; si elle est modérée, l'embrayage n'exerce plus qu'un frottement limité, et la charge peut descendre en entraînant le pignon *p* et le tambour *n*; si la pression est assez forte pour soulager complètement le ressort, la descente est rapide, elle reste toujours néanmoins sous le contrôle de la pression que l'on peut exercer sur la manivelle, le ressort faisant alors office de frein.

C'est pour la descente rapide que le frein automatique à force centrifuge, ou frein de sûreté, peut être utile. Ce frein est composé d'un tambour *n'*, lié au tambour *n* et participant à sa rotation; il entraîne en tournant des masses en plomb *m* qui s'y trouvent logées, et sont réunies avec lui par des bras articulés; ces masses actionnées par la force centrifuge pressent contre la couronne creuse que porte le cylindre C, couronne qui est fixe pendant la descente de la charge (1).

On emploie différents systèmes pour régler automatiquement la vitesse de descente dans les treuils, et notamment la résistance de l'air s'exerçant sur les ailes d'un moulinet (voir les systèmes utilisés par MM. Mignon et Rouart, *Portef. des M.*, 1882, p. 135, et dans le même volume la description de deux ponts roulants dans lesquels on a appliqué le régulateur à moulinet (pl. 35-36)).

75. — *Frein Weston.* — Parmi les dispositifs de sûreté, le frein à disques de Weston doit être mentionné spécialement, à cause des applications nombreuses qu'il a reçues. La figure 116 (d'après les esquisses

1. Il est bon de remarquer que le ressort des appareils Mégy est construit de manière à exercer sur le tambour une pression uniforme lorsqu'il n'est pas sollicité. La force tangentielle qui doit lui être appliquée pour le faire glisser est différente suivant qu'elle agit par poussée à une extrémité ou par traction à l'autre bout de l'arc; elle est beaucoup plus forte dans le premier cas, et sa valeur est donnée en fonction de l'angle embrassé par une expression *du même genre* que celle qui règle les tensions d'une courroie (1er fasc. n° 95).

de *Riedler*) montre le tambour du treuil, lequel est fou sur l'arbre A ; la roue à rochets *r* est seule calée sur cet arbre, une série de disques, représentés en noir, sont passés sur un carré de l'arbre et sont par conséquent entraînés avec lui ; une deuxième série de disques, tournant avec le tambour, s'intercale entre ceux qui tournent avec l'arbre. Ces deux séries peuvent être rendues solidaires par frottement lorsqu'on les appuie l'une sur l'autre par une pression axiale ; la roue à chaîne pendante est disposée de manière à produire cette pression, et à cet effet, son moyeu est engagé par un filetage sur le bout de l'arbre.

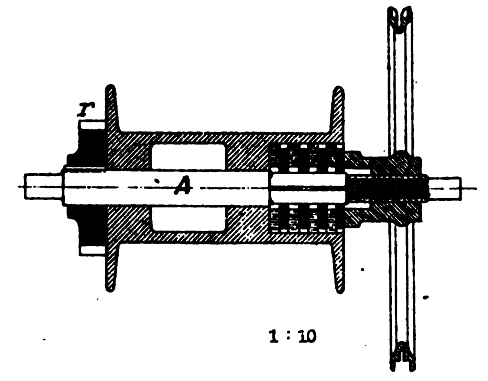


Fig. 116

Lorsqu'on agit sur la roue en vue de produire le levage, elle se visse sur l'arbre et exerce une pression croissante sur les disques, jusqu'au moment où le frottement étant suffisant, le fonctionnement a lieu comme si les rondelles étaient solidaires. A la descente, l'embrayage à disques agit comme un frein dont on peut modérer le serrage par une action convenable sur la chaîne pendante ; il convient de remarquer que cette action est très légère, attendu que son moment doit avoir pour effet d'exercer une pression sur les disques, et non de retenir directement la charge. Enfin, le frein reste serré lorsqu'on abandonne la chaîne, parce que le moyeu fileté est en contact avec une rondelle fixe, et qu'il ne saurait ainsi être desserré par entraînement.

76. — *Treuils à chaîne Galle.* — Le promoteur de l'emploi de cette chaîne, qui a d'abord été employée en France, est M. Neustadt ; les figures 117 et 118 se rapportent à une chaîne supportant en service courant une charge de 7.500 kilogrammes ; les maillons en tôle de fer sont ordinairement sollicités à 7 kilogrammes par millimètre carré dans

leur section la plus faible. Le tracé des roues est très simple, le pas de la denture est égal à la distance des tourillons de centre en centre ; les dents ont un profil en arc de cercle décrit du centre du tourillon suivant.

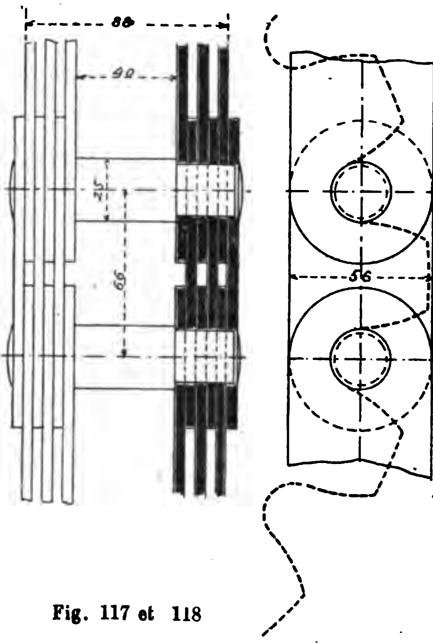


Fig. 117 et 118

Les chaînes de Galle donnent lieu par leur enroulement à un frottement provenant de la rotation relative des maillons sur les tourillons ; l'effet de ce frottement est le même que pour les chaînes ordinaires (1er fasc. n° 94). Le nombre des dents est de 8 à 10 depuis les plus petites charges jusqu'aux plus grandes ; le rayon du cercle primitif de la roue, pour un nombre de dents constant, serait proportionnel au pas de la chaîne ; il augmente donc un peu plus vite que ce pas en passant des petites aux grandes charges. Les tourillons de la chaîne doivent être proportionnés de manière à ce qu'ils présentent dans leur sollicitation par flexion la même résistance que les maillons, mais comme plusieurs tourillons sont en prise à la fois, le calcul présente certaines difficultés. Pour les cas de grande fatigue et de travail continu, les tourillons sont rivés sur rondelles [1]

1. Voir les proportions des chaînes de Galle de la Compagnie des forges d'Audincourt, à Paris (*Notes et formules* de Cl. de Laharpe), ainsi que celles des établissements Otto Koetter, à Barmen (*Ernst* ouv. cité, 2e édit. p. 27). Ces séries s'étendent jusqu'à 30.000 kilogrammes de charge utile.

Les chaînes de Galle ont l'avantage de s'enrouler régulièrement et sans chocs sur les roues motrices; elles ne peuvent se nouer ni donner lieu à des coques, leurs maillons ne fatiguent pas par flexion comme ceux des chaînes ordinaires dans leur passage sur les tambours ; enfin, comme ils sont toujours formés de plusieurs éléments, on leur attribue une sécurité plus grande contre la rupture. Il est bon de remarquer aussi que l'absence de flexion permet de réduire le diamètre des roues d'entraînement, et de simplifier les multiplications par engrenages, condition qui a une certaine importance pour les treuils de grande puissance.

§ IV

CABESTANS, GUINDEAUX, ETC.

77. — Le cabestan est caractérisé par une cloche verticale montée sur un pivot qu'elle recouvre entièrement; dans le cabestan simple, cette cloche est surmontée d'un chapeau dans lequel peuvent s'engager des barres rayonnantes, sur lesquelles agissent plusieurs hommes. L'appareil ainsi disposé peut donc être manœuvré par un très grand nombre de bras ; il est facile en outre d'engager sur la cloche en porte-à-faux n'importe quel point de la longueur du cordage ; le dégagement ne présente pas plus de difficultés. Une autre propriété du cabestan est de pouvoir agir sur toutes les directions contenues dans un plan horizontal, ce qui le rend particulièrement propre aux opérations de déhalage des navires.

Les cabestans conviennent aussi pour la manœuvre des ancres ; ils portent alors une couronne à empreintes sur laquelle on peut engager une chaîne.

La manœuvre des chaînes d'ancre s'effectue cependant le plus souvent au moyen des appareils nommés guindeaux ou vireveaux, qui peuvent être actionnés à bras d'hommes ou par moteurs à vapeur ; ils sont à arbre horizontal, et portent deux couronnes à empreintes rendues solidaires de l'arbre par des embrayages à lames ou des cônes de friction, qui peuvent être affolés indépendamment l'un de l'autre ; on

peut ainsi, soit donner de la chaîne, soit lever une ancre en laissant l'autre mouillée (1).

78. — *Cabestans hydrauliques.* — La maison Armstrong a créé, pour l'outillage des ports et des gares, un type spécial de cabestan hydraulique dans lequel une machine motrice, généralement à trois cylindres, actionne directement l'arbre de la cloche ; cette machine est montée sous la plaque d'assise du cabestan, qui lui sert de bâti. La plaque se trouvant au niveau des quais, est elle-même montée sur un encuvement en fonte dans lequel est logé le moteur avec sa distribution et sa tuyauterie. La plaque qui porte le cabestan peut basculer autour de deux tourillons, et se retourner sens dessus dessous, de manière à faire apparaître le mécanisme, qui est ainsi très accessible. Les conduits d'arrivée et de départ de l'eau passent par les tourillons creux de la plaque, ce qui résout la difficulté du raccordement de la partie mobile avec les conduites fixes.

Ces cabestans ont été souvent imités avec des modifications plus ou moins importantes (2).

1. Les cabestans, guindeaux, etc., sont des appareils spéciaux au navire, pour lesquels nous devrons nous borner aux quelques indications bibliographiques suivantes:
C. Busley, Schiffsmaschine.
Hauser, Cours de construction navale (Bernard, 1886).
Piedler, Skizzen zu den Vorlesungen über Lasthebemaschinen.
Ernst, ouv. cité, 2e édition, 556, et pl. 45.
G. Richard, (Revue de Mécanique, avril 1897). Cabestans *Grant* et *Kelly*, de la maison Napier; *Taylor*, *Brown*, installation des cabestans du croiseur anglais *Terrible*.
Engineering (1895-1-820), cabestans hydrauliques du canal de la Baltique, par la maison Hoppe de Berlin. — (1884-1-357), cabestan et vireveau hydrauliques, par Brown et Cie d'Edimbourg. — (1898-2-455 et 579), cabestan électrique à quadruple action du chemin de fer du Nord français, de 400 et de 1 000 kilogrammes.
2. Pour les cabestans hydrauliques de ce genre, en général retournables, voir *Ernst* (ouv. cité 2e édit.), cabestan avec moteur à trois cylindres Brotherhood, idem avec tiroir tournant des établissements Gruson, idem, de R. Dinglinger p. p. 557 à 562 et pl. 43 et 44.
Revue générale des chemins de fer, 1881, 2e sem.
Praktische Maschinen Konstrukteur, 1892-93, pl. 15.
Engineering, 1883-2-68, cabestan Williams, 1888-1-61, idem Rigg.
Portefeuille des Machines, 1890, pl. 28-29, cabestan système Caillard. Même année, pl. 43-41, cabestans à deux forces, de la gare St-Lazare. — 1894, cabestans à deux forces (800 et 400 kilogrammes) du port de Marseille; pour la traction de 400 kilogrammes, la vitesse à la circonférence de la cloche est de $1^m,30$ par seconde. Ces cabestans servent à déplacer des grues roulantes.
Pour les opérations de halage, on emploie des cabestans plus forts; ainsi, au port d'Anvers, il y a des cabestans de 5 tonnes pour accélérer le passage des navires dans les passes des ponts, et des cabestans de 11 tonnes.

La figure 119 représente un spécimen de cabestan à double force employé pour les manœuvres de wagons à la gare Saint-Lazare ; les trois cylindres sont fixes et disposés à 120 degrés autour de l'arbre, dont ils attaquent le coude au moyen de bielles superposées, *a*, *b*, *c*; les pistons sont à simple effet et à fourreau. La distribution est opérée pour chaque cylindre par un tiroir à coquille équilibré. L'eau sous pression est amenée aux boîtes à tiroirs par la conduite circulaire A, tandis que

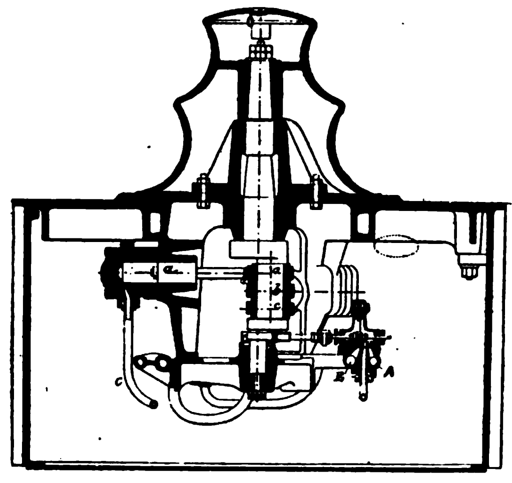


Fig. 119

l'échappement est recueilli par le collecteur E ; la lumière centrale est mise en communication avec le cylindre correspondant. Les conduits A, E sont en relation avec les conduites d'arrivée et de retour par les tourillons autour desquels bascule la plaque portant tout le mécanisme. Ces cabestans sont proportionnés pour donner une traction de 265 kilogrammes lorsqu'on enroule le câble sur le grand diamètre de la cloche, qui est de 600 millimètres, et un effort de 400 kilogrammes lorsqu'on se sert de la petite poupée dont le diamètre est de 400 millimètres seulement.

La conduite de pression est à 52 atmosphères, on a compté sur un rendement mécanique de 60 pour cent entre le travail effectif à la couronne du tambour et le travail théorique qui serait développé sur les pistons sans perte de charge.

L'effort de 400 kilogrammes suffit pour démarrer, et déplacer à la vitesse de 1 mètre par seconde, une rame de 4 wagons moyennement char-

gés. Les cabestans très nombreux de la gare d'Anvers-Bassins sont également de 400 kilogrammes, et ont une vitesse de 1 mètre par seconde à la circonférence de la cloche.

La maison Tannett Walker et C[ie], de Leeds, construit un type de cabestan hydraulique dont la machine motrice est composée de 4 cylindres disposés en deux groupes à simple effet sur deux coudes à angle droit ; l'un des groupes actionne la distribution de l'autre, l'arbre est placé entre les deux groupes de cylindres.

CHAPITRE II

Grues, Bigues et Ponts roulants.

79. — Les grues sont formées d'une charpente qui peut prendre divers mouvements d'orientation, de translation, etc., et de l'un des mécanismes de levage examinés dans le chapitre précédent. On obtient par exemple ainsi des grues tournantes, qui comprennent diverses catégories, suivant le mode de retenue de l'axe ; les grues tournantes peuvent être à portée fixe ou variable à volonté ; elles peuvent aussi être montées sur un chariot roulant, ce qui les rend transportables et étend leur champ d'action.

Les bigues sont destinées à effectuer le levage et le transbordement des lourdes charges et de pièces spéciales de grande hauteur ; leurs dimensions excluent la mobilité par rotation. Elles peuvent être montées sur des pontons flottants, et opérer ainsi des transports horizontaux.

Les ponts roulants ou ponts transbordeurs permettent de desservir de grandes surfaces sans encombrer les ateliers ; ils roulent sur une voie longitudinale surélevée, et constituent eux-mêmes une voie transversale parcourue par un treuil. Les ponts transbordeurs peuvent reposer à la façon d'un portique sur deux files de rails au niveau du sol ; ils permettent alors de desservir des espaces libres et non couverts.

Enfin, on a imaginé récemment des appareils volants qui, sous le nom de transporteurs, permettent de manœuvrer des charges en leur imprimant les mouvements de levage de translation et de descente nécessaires, et qui constituent une classe nouvelle de machines appelée à rendre des services pour l'embarquement et le débarquement dans des conditions spéciales, comme le transbordement en rade, l'embarquement du charbon dans les soutes, etc. [1].

1. Voir le *Génie Civil*, 1896-97, 1er sem. p. 49, où se trouve décrit le transporteur Temperley, ainsi que le *Portefeuille des M.*, 1896, pl. 32-33.

§ I

GRUES TOURNANTES

80. — *Grues à point de retenue supérieur.* — Des formes rudimentaires de ces grues, applicables aux magasins, entrepôts, etc., sont re-

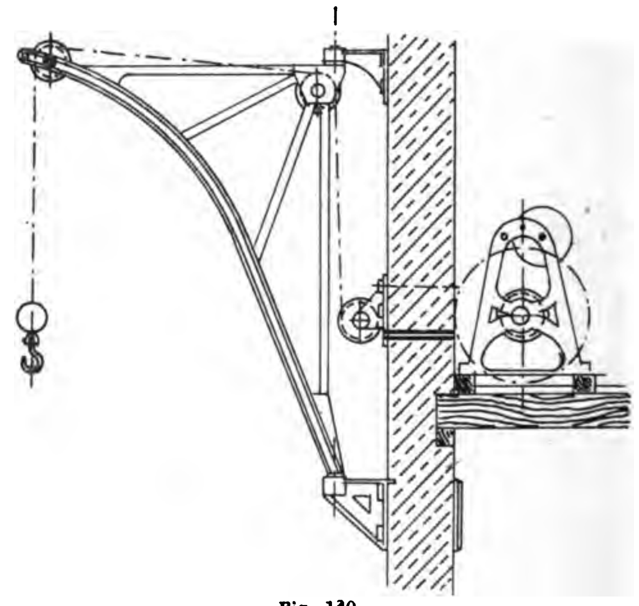


Fig. 120

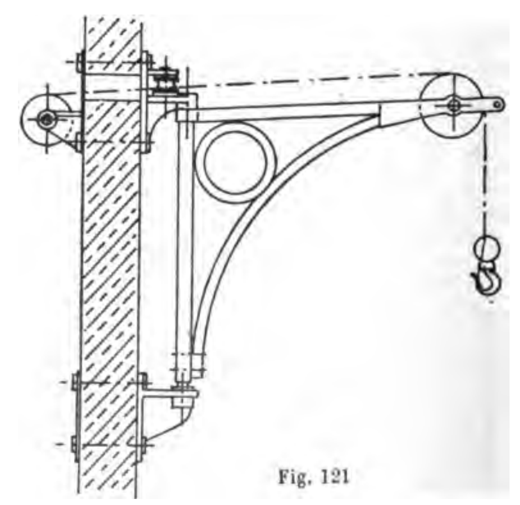


Fig. 121

présentées par les figures 120 et 121. L'appareil de levage peut être un

treuil ordinaire, un treuil appliqué contre mur ou colonne, ou un appareil hydraulique.

Les grues tournantes à point de retenue supérieur sont employées dans les fonderies, les ateliers de montage, les forges, etc.; mais elles permettent de rapprocher ou d'écarter la charge de l'axe de rotation, de manière à desservir une zone circulaire d'une certaine étendue. A cette fin, elles comprennent un bras horizontal relié à l'axe et soutenu en un point intermédiaire (fig. 122, d'après les esquisses de *Riedler*). Le

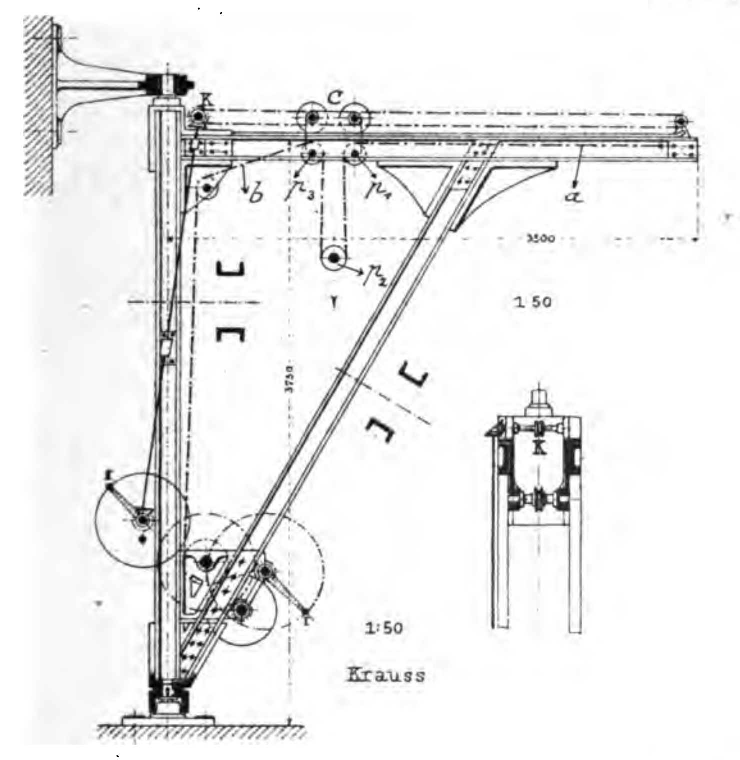


Fig. 122

chariot portant le crochet roule sur le bras, son mouvement est commandé par un mécanisme spécial, dont la manivelle est en II, tandis que la manivelle du treuil de levage est en I. Le passage du moufle exige que la charpente soit formée de deux plans séparés par une distance suffisante, et qui ne peuvent être entretoisés qu'aux extrémités; chacun de ces plans doit donc avoir une grande rigidité transversale.

Le mouvement de circulation du chariot C exige un effort qui se com-

pose de la résistance au roulement (1er fasc., n° 84), d'autant plus forte que les galets sont plus petits, et de la résistance occasionnée par le mouvement du câble ou de la chaîne de levage sur les poulies p_1 p_2 p_3. De plus, les deux brins *a* et *b* n'étant pas toujours en ligne droite, la translation de C est accompagnée d'un léger mouvement de levage lorsqu'elle se fait vers la gauche, et *vice versa*. Il est nécessaire d'analyser ces résistances pour déterminer les éléments du mécanisme qui commande le chariot.

La charpente peut être construite en bois et admettre d'autres formes suivant la portée plus ou moins grande à réaliser (fig. 123.) On fait aussi

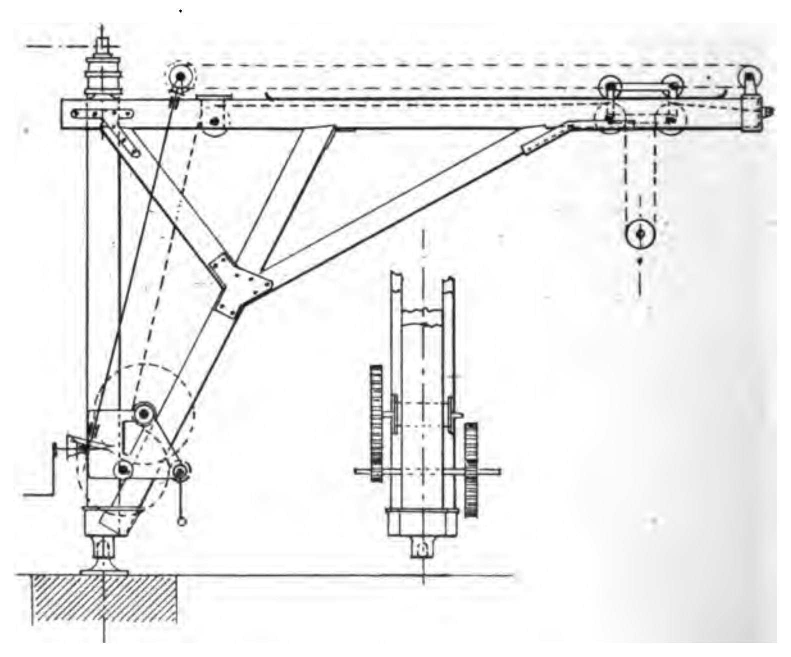


Fig. 123

usage de systèmes mixtes en bois et en fer (fig. 124, d'après les esquisses de *Riedler*); cette dernière combinaison a l'avantage de supprimer les pièces obliques qui empêchent d'approcher la charge de l'arbre, mais elle exige de la hauteur.

Enfin, pour les grandes forces, la charpente des grues en fer, au lieu d'être composée de fers profilés assemblés, est formée avec avantage au moyen de tôles et cornières; la figure 125 (d'après les esquisses de

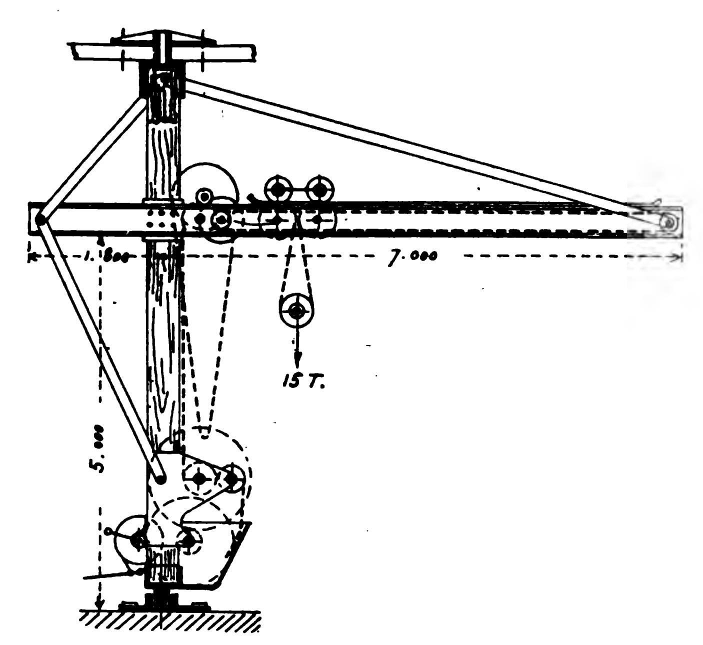


Fig. 124

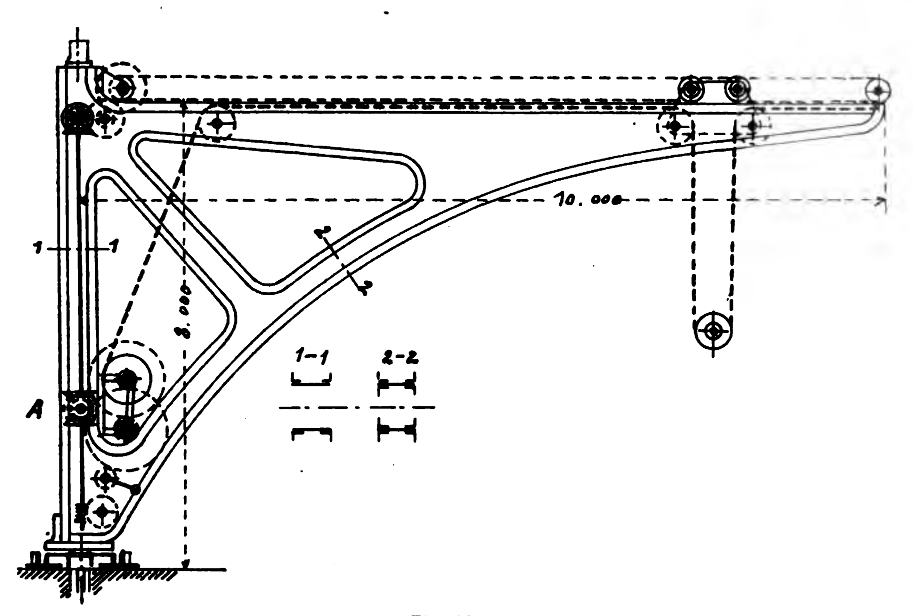


Fig. 125

Riedler), se rapporte à une grue à vapeur et à bras, de Kitson ([1]).

Dans les fortes grues, le mouvement d'orientation est produit par un mécanisme formé d'une couronne dentée fixe établie sur la plaque de fondation du pivot inférieur; un pignon monté sur un arbre vertical porté par la charpente de la grue engrène avec cette couronne.

Le mouvement de rotation exige un effort capable de surmonter les frottements dus aux réactions sur les pivots; de plus, il faut vaincre l'inertie de la mise en marche, inertie qui dépend de l'accélération, et par conséquent du temps pendant lequel la manœuvre doit se faire.

Lorsque les grues sont manœuvrées à la vapeur, elles peuvent porter leur chaudière, qui dans ce cas est montée sur une plateforme adossée à l'arbre, à l'opposé de la flèche, de manière à équilibrer partiellement le poids mort et à soulager les réactions horizontales s'exerçant sur les pivots.

Dans les ateliers tels que forges, fonderies, etc., plusieurs grues peuvent être desservies par une conduite de vapeur fixe alimentant les moteurs de chacun des appareils; la prise se fait alors par le pivot, qui doit être creux et muni d'un bourrage. La grue de la figure **125** est ainsi disposée, le moteur vertical à deux cylindres est monté entre les flasques en tôle de l'axe; il actionne l'arbre horizontal A à double coude, qui peut commander, au moyen d'embrayages, chacun des trois mouvements. Le levage peut aussi se faire à bras d'hommes.

81. — *Grues à arbre tournant.* — Les deux points fixes nécessaires pour déterminer la direction de l'axe sont pris dans une fondation souterraine; ces grues n'empruntent donc aucun point d'appui supérieur, ni à des murs, ni à des charpentes. L'arbre étant surtout fatigué par flexion, est généralement en tôle et de section tubulaire : le plan de flexion s'oriente comme la grue elle-même, c'est-à-dire qu'il est fixe par rapport à l'arbre. Celui-ci admet donc les formes à grand moment d'inertie que l'on donne aux pièces fléchies. Au-dessus du sol, la charpente de ces grues peut être composée d'un système triangulé, mais on emploie de préférence aujourd'hui une poutre simple arquée, dont le calcul ne présente d'ailleurs aucune difficulté ([2]).

1. Grue du même genre à chaine Galle par Neustadt de la force de 22 tonnes P. I. d'Armengaud, 1re série, t. XVI, pl. 33; idem de 60 tonnes, à vapeur, pour aciérie (*Engg*. 1878, 25 janvier).

2. *Riedler* (*Skizzen*, etc.) en donne trois exemples pour les forces de 9, 20 et 50 tonnes. On trouvera une grue à bras de ce système, de la force de 30 tonnes, dans la *P. I. d'Armengaud*, 1re série, t. XIX, pl. 19.

Ce mode de construction est dû à Fairbairn; la figure 126 en représente un beau spécimen, de la maison Cowan, Sheldon et Cie,

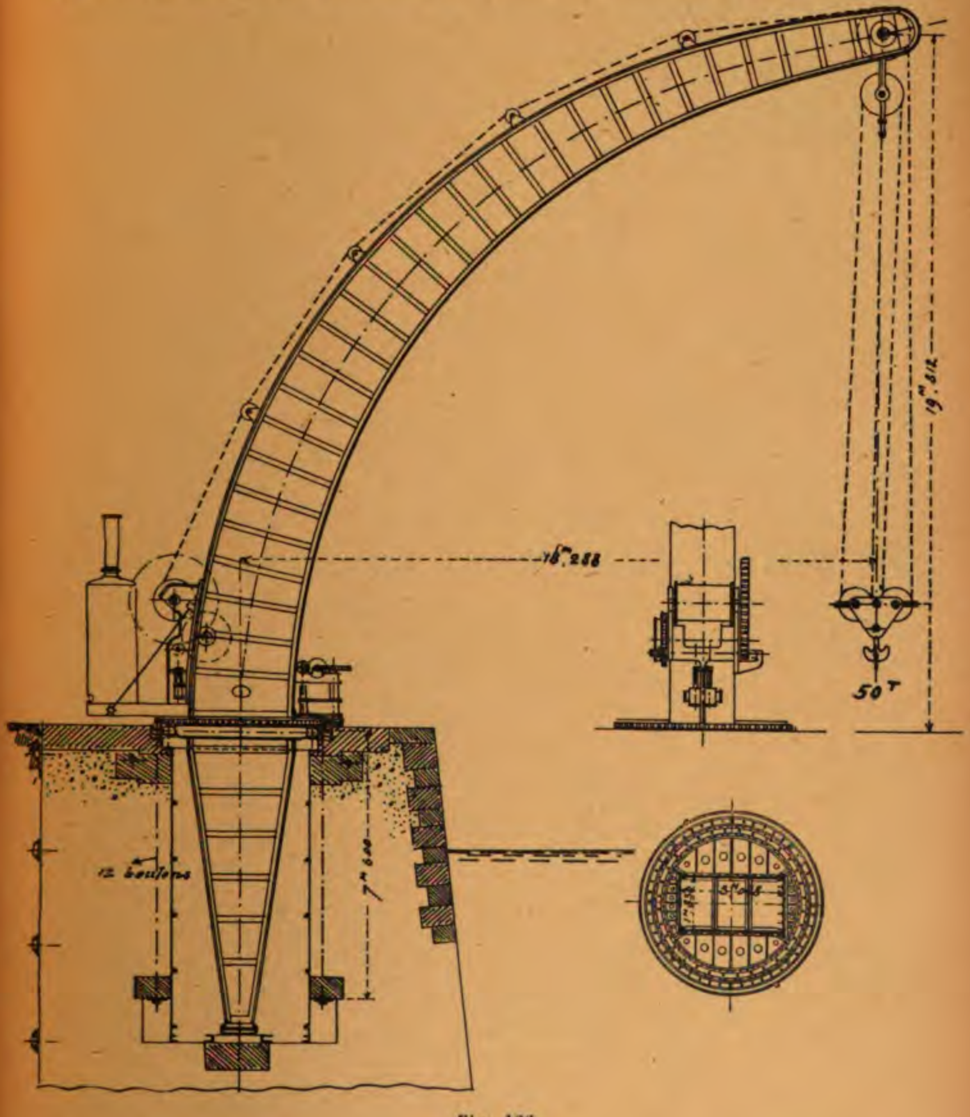


Fig. 126

étudié pour lever des charges de 50 tonnes (d'après *Engg.*, 1891-1-671); la portée et la hauteur sous crochet cotées sur le dessin sont exception-

nelles et ont nécessité la section très forte donnée à la poutre. Le levage et l'orientation sont commandés par deux moteurs à vapeur indépendants; la grue peut fonctionner à deux puissances par déplacement des pignons que porte l'arbre du moteur; le levage de la charge de 50 tonnes se fait à la vitesse de 1m,83 (6 pieds) par minute, celui des charges de 7,5 tonnes ou en dessous, à la vitesse de 12m,20 (40 pieds) par minute. La grue peut faire une révolution entière en 6 minutes, la charge maximum étant suspendue au crochet.

Dans ces grues, l'arbre repose sur un pivot fixe ordinaire établi sur fondation résistante, et tourne au niveau du sol dans un collier de galets roulant à son tour sur une nervure horizontale. Ce collier est interposé entre le plateau mobile garnissant l'arbre de la grue et une couronne fixe en fonte maintenue par des boulons d'ancrage verticaux traversant le massif; dans l'exemple représenté, la couronne forme la pièce supérieure d'un cuvelage en fonte qui garnit entièrement le puits.

L'accès au pivot doit toujours être assuré par un puits latéral, ou, plus simplement, par l'intérieur de l'arbre lorsque ses dimensions le permettent; il faut pouvoir maintenir à sec l'intérieur du puits, ce qui se fait quelquefois au moyen d'une petite pompe à vapeur montée sur l'arbre.

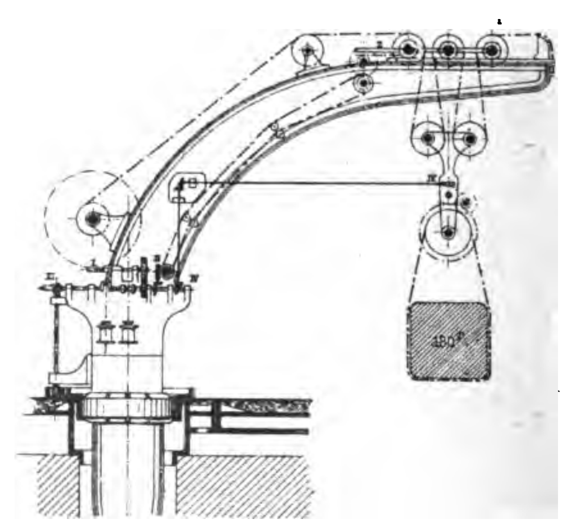


Fig. 126 *bis*

La figure 126 *bis* (d'après les esquisses de *Riedler*) représente une grue de grosse forge, construite par le Creusot, dans laquelle la charge

peut se rapprocher ou s'écarter de l'axe et recevoir en outre, par l'intermédiaire du mécanisme, un mouvement de rotation autour d'un axe horizontal.

82. — *Grues sur pivot fixe.* — Ces grues s'établissent dans les mêmes circonstances et servent aux mêmes usages que celles du numéro précédent; comme pour celles-ci, le massif de fondation doit résister au moment de renversement du poids mort et de la charge, mais la pièce centrale fixe qui porte le pivot est implantée dans le massif sans qu'il soit nécessaire de ménager un puits.

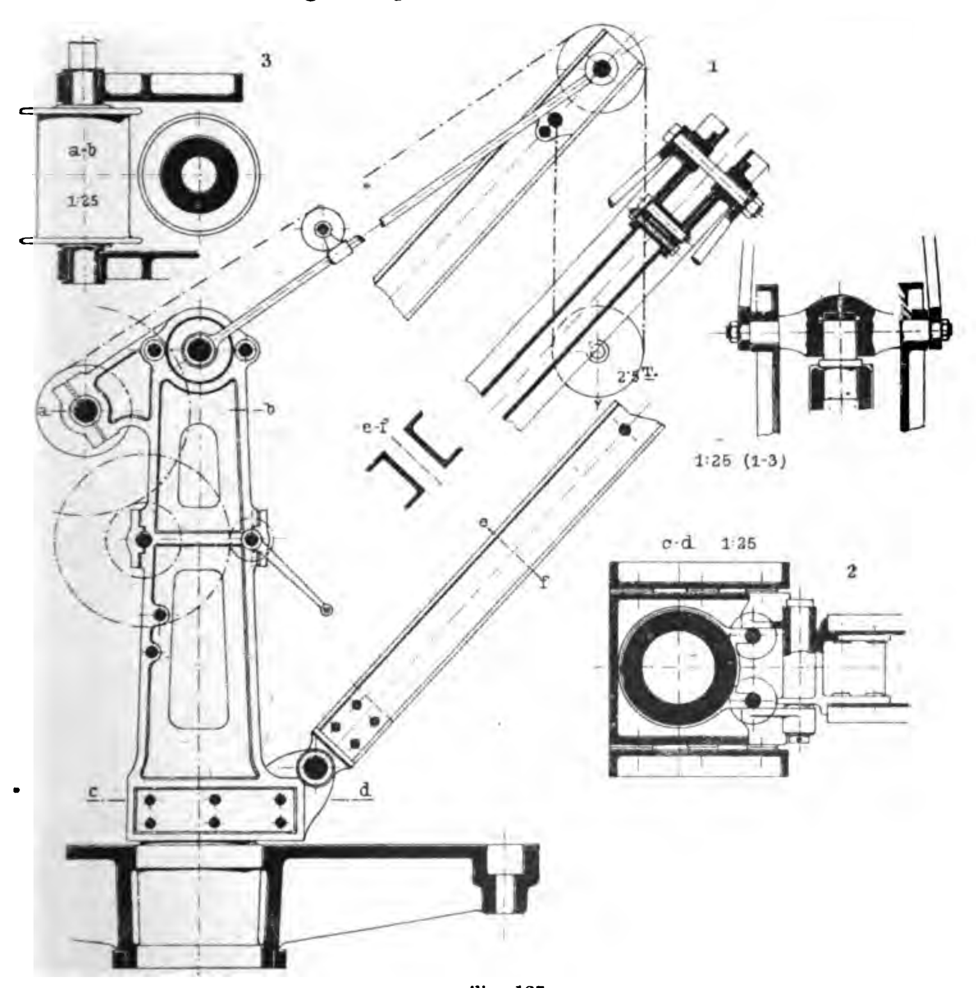


Fig. 127

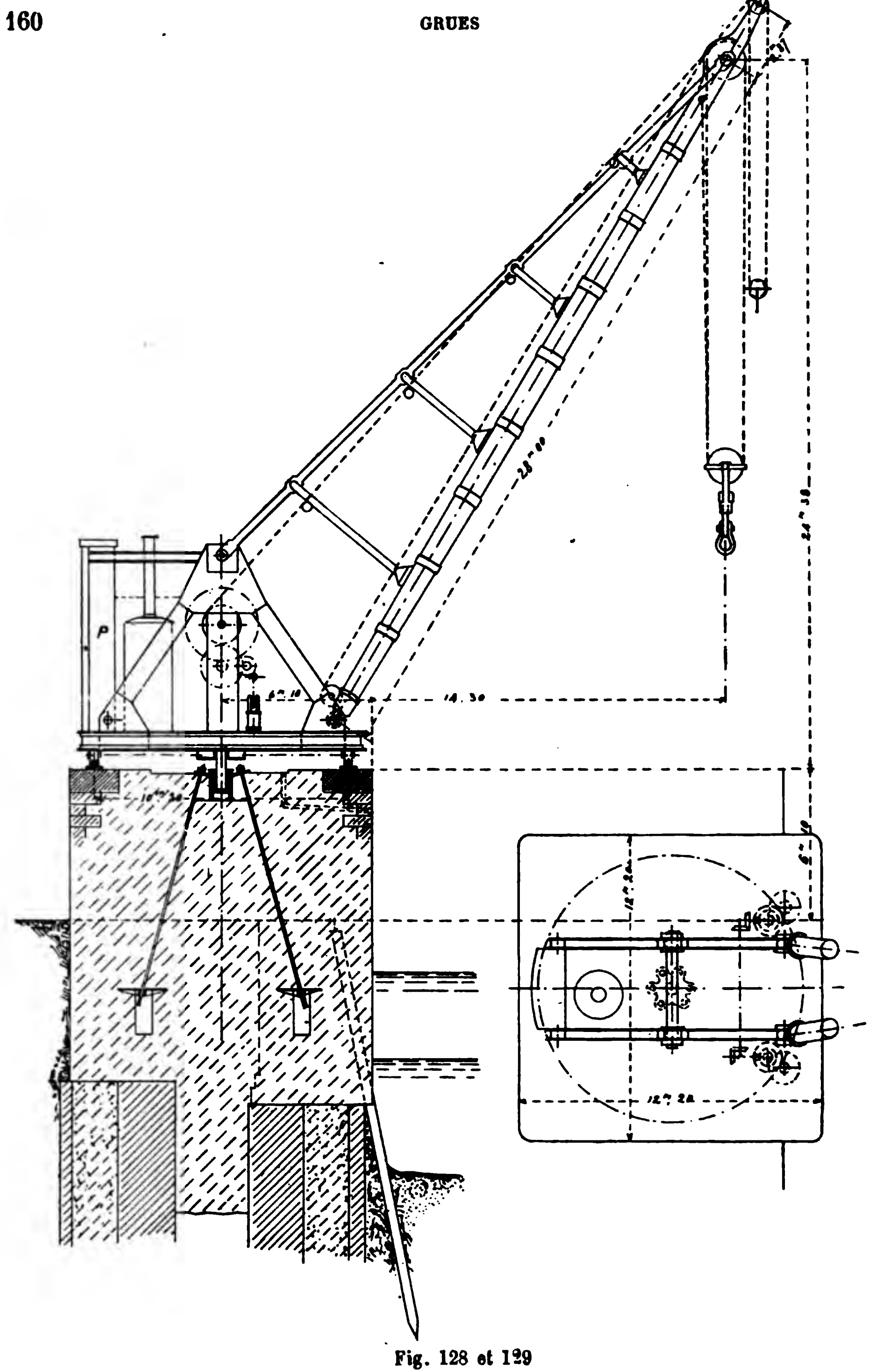


Fig. 128 et 129

La figure 127 (d'après les esquisses de *Riedler*), ainsi que les détails y annexés, représentent une disposition classique de ces grues, souvent employée dans les gares de marchandises. La partie tournante est constituée par un triangle formé de deux flasques entretoisées, placées de part et d'autre du pivot, d'une flèche disposée pour résister à la compression, et de tirants en fer rond ou méplat.

La pièce centrale fixe porte le pivot à sa partie supérieure, et un anneau tourné qui reçoit la réaction horizontale inférieure par l'intermédiaire de galets à axe vertical.

La charpente est d'ailleurs susceptible de nombreuses modifications, et elle peut se réduire à une pièce courbe tubulaire en tôle comme dans la grue Fairbairn [1].

L'un des appareils les plus importants construits jusqu'à ce jour dans le système à pivot fixe est la grue de 132 tonnes (130 tonnes anglaises) du port de Glasgow [2], représentée par les figures 128 et 129, extraites de dessins plus détaillés donnés par *Engg.* (1893-1-819). Il n'y a pas ici de pivot à proprement parler, en ce sens que le système triangulé qui forme la grue fait corps avec une plateforme circulaire reposant sur un rail courbe au moyen d'un cercle composé de 75 galets en acier, cercle qui est centré autour d'un collier engagé sur une cheville fixe portée par la fondation.

Cette grue est à vapeur, la chaudière est sur l'arrière de la plateforme, qui porte en outre une caisse P chargée de 101 tonnes de contre-poids. Sur la plateforme sont montées trois paires de machines conjuguées actionnant respectivement le treuil de levage principal, un treuil auxiliaire avec palan spécial pour les petites charges, et le mouvement d'orientation. Le rail fixe porte une denture verticale extérieure dans laquelle engrènent deux pignons dépendant du même moteur.

Il y a deux vitesses pour les charges lourdes de 132 et 60 tonnes respectivement, ainsi que pour les charges de 20 et 8 tonnes, qui sont levées par le moteur auxiliaire. On a adopté des câbles métalliques, de préférence aux chaînes, comme dans la grue Fairbain de 50 tonnes,

1. M. Riedler (*Skizzen* etc.) en donne plusieurs exemples pour une force de 10 tonnes. Voir aussi *Engg.*, 1890-2-282 (grue de 40 tonnes pour laquelle les vitesses sont données).

2. La maison Armstrong a installé à Malte une grue tournante de 160 tonnes portant sa force motrice à vapeur ; les plus fortes charges sont soulevées par un cylindre hydraulique suspendu à la flèche (*Génie Civil*, 1894-95, 1er sem., p. 152, pl.10). Une grue tournante de même force par Tannett Walker et Cie a été établie à Chatham (*Engg.*, 1894-1-262).

décrite au numéro précédent. Le tambour du treuil principal à $1^{m},575$ de diamètre et est creusé d'une gorge hélicoïdale. Le palan principal est à huit brins, le câble en acier a 54 millimètres de diamètre ; le palan auxiliaire n'a que deux brins de 31 3/4 millimètres.

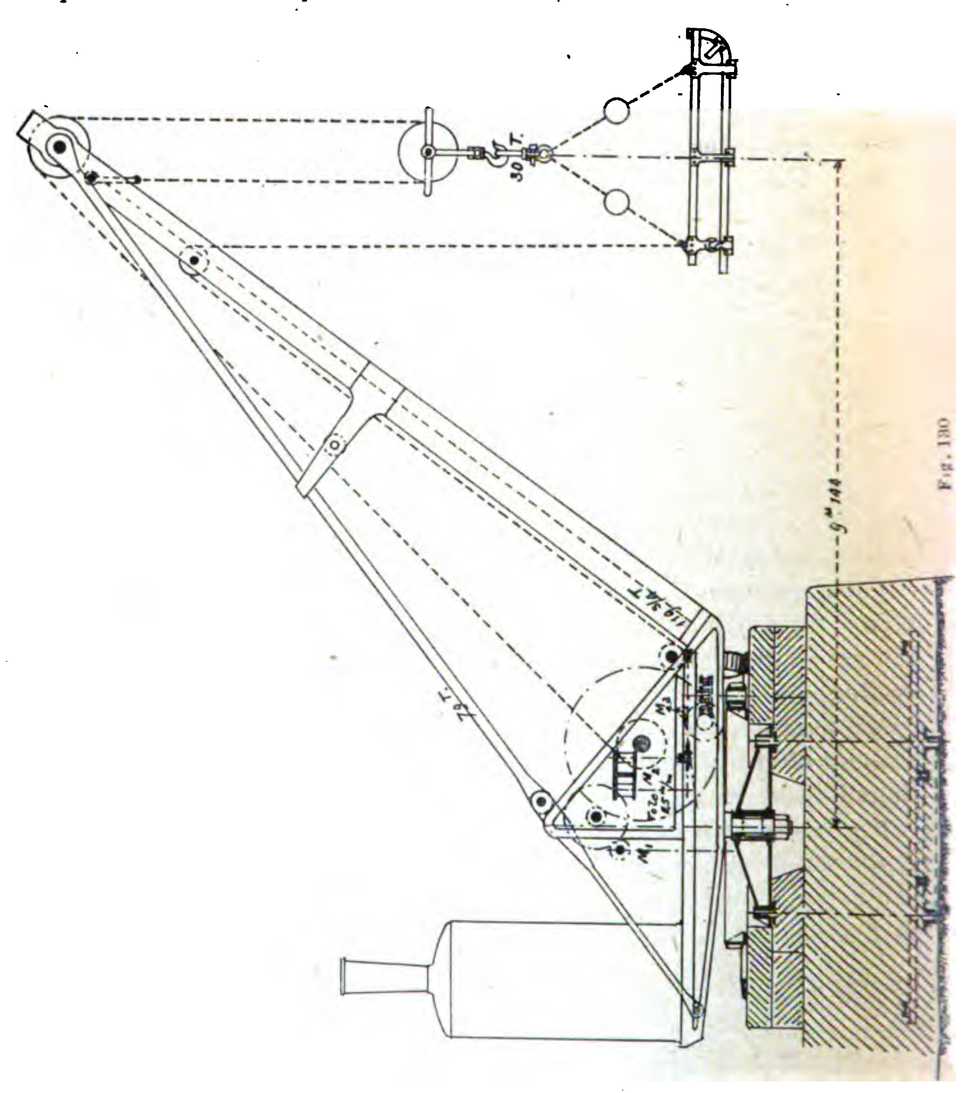


Fig. 130

Les tensions de travail admises, en fonction de la charge de rupture, sont respectivement de 1/6 pour la charpente, 1/8 pour les câbles et

1/12 pour les six boulons de fondation qui ont 127 millimètres de diamètre. La grue a été essayée sous une charge de 132.000 kilogrammes :

Les vitesses prescrites au programme ainsi que celles réalisées sont données dans le tableau suivant :

CHARGES	Vitesses spécifiées		Vitesses réalisées	
	Levage	Rotation	Levage	Rotation
132.000 kilogrammes. .	$0^m,61$ p. min.	1 rév. en 6 m.	$1^m,22$ p. min.	1 rév. en 5 m.
60.900 » . .	$1^m,37$ »	» $3\frac{1}{4}$ »	$2^m,70$ »	» en $2\frac{1}{3}$ »
20.300 » . .	$3^m,66$ »		$8^m,53$ »	
8.120 » . .	$9^m,14$ »		$18^m,28$ »	

Ce puissant engin a été construit par la maison Cowan, Sheldon et Cie ; il a été surtout étudié pour l'embarquement des chaudières et des machines marines, opération qui se fait plus ordinairement au moyen de bigues.

La fondation des grues puissantes demande une attention spéciale ; nous renvoyons à « *Engineering* » pour la description détaillée du massif sur lequel est établie la grue de Glasgow.

Un autre exemple de grue du même système, spécialement construite par A.-F. Craig et Cie pour l'embarquement des charbons, est représentée par la figure 130 (on en trouvera le détail complet avec épure des tensions dans *Engg.*, 1886-1-321). Il y a encore un moteur M_1 pour le levage, et un moteur M^2 pour l'orientation ; quant au moteur M^3, il est destiné à agir sur un treuil spécial qui produit le déversement du wagon engagé sur le berceau suspendu au crochet principal [1].

83. — *Grues sur pivot fixe roulantes.* — La grue sur pivot fixe est le seul des systèmes examinés qui puisse être monté sur un truck roulant ; le support central est alors claveté dans une plateforme portée sur

1. Ces grues soulèvent et déversent des wagons ayant une charge nette de 10 tonnes ; elles permettent d'embarquer 200 tonnes de charbon à l'heure dans une écoutille. Le berceau sur lequel le wagon est porté est descendu dans une fosse de manière à ce que ses rails soient dans le prolongement de la voie. Ce mode d'embarquement des charbons est assez répandu dans les ports anglais.

roues, ce qui fournit le type de la figure 131 (d'après les esquisses de Riedler), fréquemment employé dans la pose des appareils spéciaux des chemins de fer. Le moment qui résiste au déversement est augmenté par un contrepoids *g*, qui peut être écarté de l'axe d'après la charge à soulever. La translation est obtenue en actionnant l'un des essieux. Pour le transport, la flèche peut être rabattue sur un wagon plat attelé à la suite de la grue.

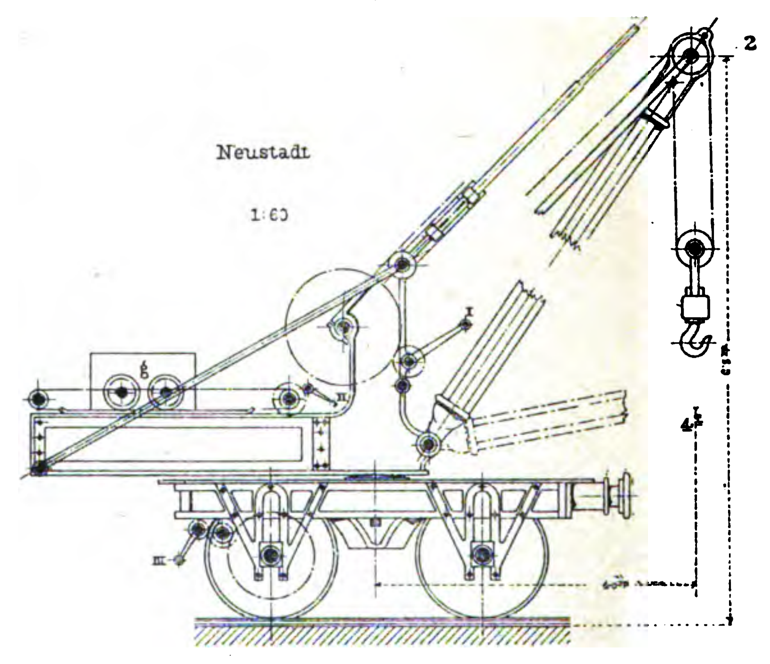


Fig. 131

Pour des charges assez fortes, on augmente le moment qui résiste au déversement au moyen de pinces spéciales qui s'accrochent aux bourrelets des rails, ou au moyen de vérins qui augmentent à la fois la longueur et la largeur de l'assiette, comme dans la grue à vapeur représentée par les figures 132 et 133 (d'après *Engg.*, 1891-1-743).

Cette grue à vapeur, construite par Thomas Smith, à Rodley, est un bon spécimen du genre ; un seul moteur à deux cylindres commande à la fois le levage, la rotation et la translation, par l'intermédiaire d'embrayages. Pour la rotation, l'embrayage consiste en deux cônes de friction, il peut donc être mis en prise sans arrêt du moteur, et produire

l'orientation à droite ou à gauche, à volonté, en même temps qu'on soulève la charge (¹).

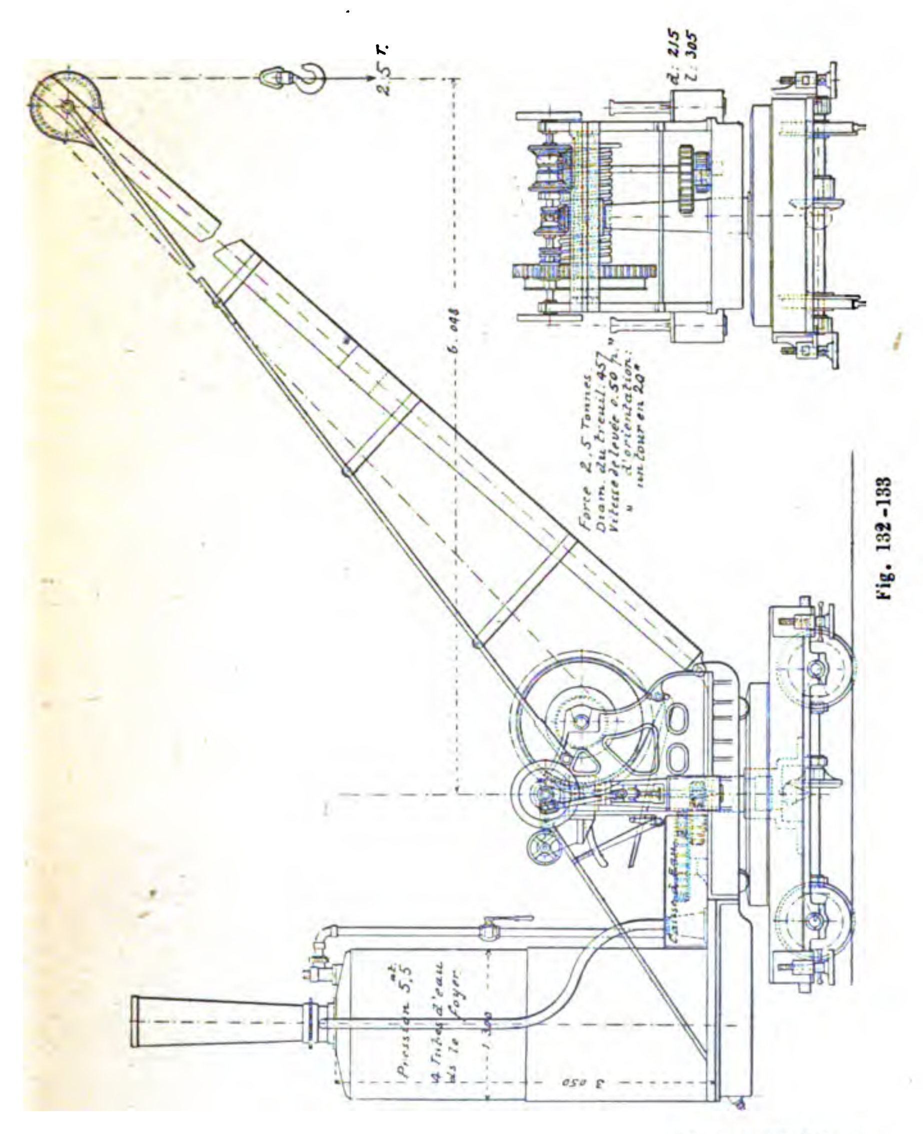


Fig. 132-133

1. Pour les grues roulantes sur rails mues à bras ou à vapeur, voir *Engg.*, 1873-1-439; 1873-2-284 et 324; 1879-1-123; 1879-2-129; 1880-1-63 et 491; 1886-2-292; 1888-2-9 et 628; 1891-2-367; 1893-2-270; 1896-2-103, 271, 337; 1897-2-14 et 458.
Voir aussi *Appleby*, ouvrage cité.

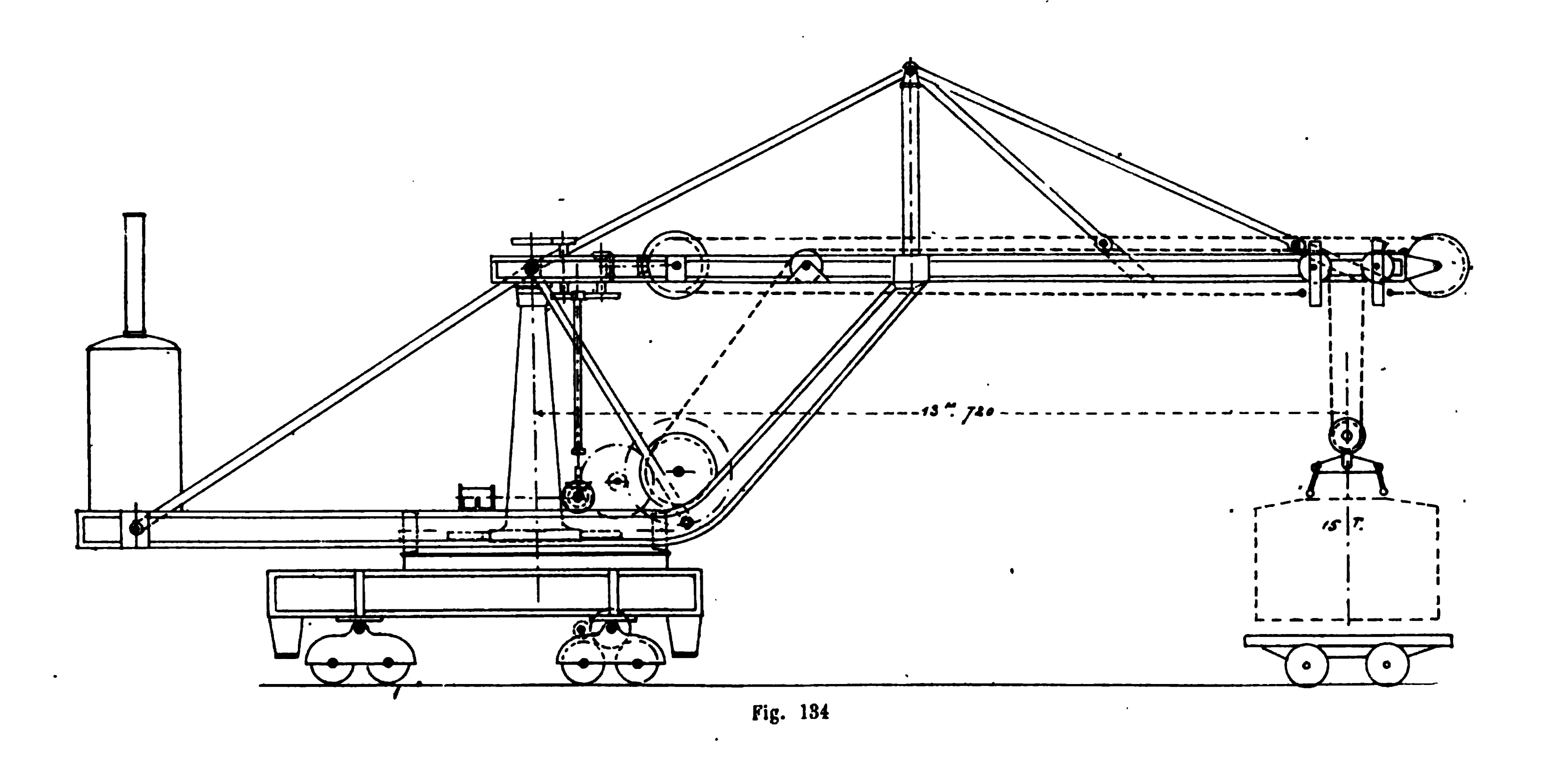


Fig. 134

La figure 134 (d'après *Engg.* 1881-2-456) représente une grue sur pivot fixe à chariot se mouvant sur une flèche horizontale, et montée de manière à pouvoir se déplacer par translation. Cet engin, construit par Stothert and Pitt est étudié spécialement pour l'immersion des blocs en béton dans la construction des jetées ; le moteur à vapeur commande, par des embrayages, la rotation de la grue, le levage et la translation de la charge, et enfin la translation de la grue entière.

Les vitesses réalisées sous la charge de 19 tonnes ont été de $4^{m},90$ par minute pour le levage et 14 mètres pour la translation du chariot ; la grue effectue une révolution entière en 4 minutes [1].

84. — *Derricks.* — On donne ce nom à un genre de grues, le plus souvent portatives, mais quelquefois établies à demeure, disposées comme l'indique la figure 135. Le derrick est très employé aux Etats-Unis pour des manœuvrages de toute espèce ; on le rencontre aussi en Angleterre, mais plutôt comme appareil fixe d'assez grande puissance ; il est peu répandu sur le continent.

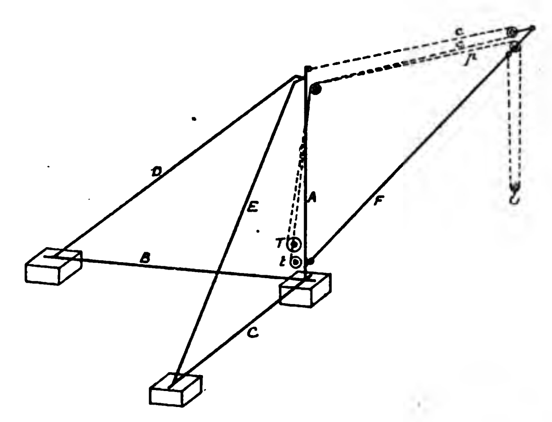


Fig. 135

La charpente de la grue se réduit à l'arbre A, et à une flèche F articulée au pied de A ; le troisième côté du triangle, toujours sollicité à l'extension, est formé par le lien *c*, qui s'enroule sur un treuil spécial *t*

1. Grues destinées au même usage allant jusqu'à 50 tonnes, *Engg.*, 1881-2-456; 1884-2-276; 1886-2 379 ; 1887-2-310; 1897-1-646. Le catalogue d'Appleby renferme une collection de grues *Titan*, pour lever jusqu'à 100 tonnes, et généralement formées d'un véritable tablier de pont tournant supporté par un portique roulant.

On peut altérer la longueur de *c*, et rapprocher ou écarter de l'arbre A la verticale du crochet. Le levage est opéré par le treuil T, qui agit sur le câble *p*.

La fixité de l'arbre est assurée par deux points d'appui, rattachés à la charpente fixe ; celle-ci comprend les pièces B et C, à angle droit dans un plan horizontal, et les pièces rigides D et E, qui portent à leur sommet les ferrures nécessaires pour saisir le pivot de l'arbre A.

On voit que le système équivaut aux grues à point de retenue supérieur (n° 80), mais avec certaines différences provenant de la mobilité de la flèche dans un plan vertical. Lorsque la grue est orientée dans un plan compris entre les directions prolongées des pièces B et C, les pièces obliques D et E résistent à l'extension et fonctionnent comme tirants ; en dehors de cet angle l'une ou l'autre des pièces est sollicitée à la compression, et résiste comme arc-boutant. Les pièces D et E doivent donc être rigides [1].

Le derrick employé en Amérique est ordinairement réduit aux seules pièces rigides A et F ; le sommet de A tourne dans un collier maintenu dans le sens horizontal par des câbles dirigés dans tous les sens, dont deux au moins sont toujours en tension. Tout l'appareil se compose alors de deux mâts aussi longs et aussi forts que le comportent les charges à soulever ; ces mâts sont garnis de ferrures spéciales (pivots et poulies de renvoi), et la traction est ordinairement opérée au moyen de treuils à vapeur à poupées en porte-à-faux (73) [2].

Les figures 136-137 (d'après les esquisses de Riedler), représentent un derrick construit par Woehlert à Berlin [3]. Il est caractérisé par la liaison facultative que l'on peut établir entre les deux treuils T et *t*, liaison qui s'établit par les roues *r* et *r'*. La roue *r* peut toutefois glisser sur son arbre de manière à ne plus engrener avec *r'*, et les deux treuils sont alors indépendants.

Pour le levage, le treuil T opère seul, mais lorsqu'il s'agit de rapprocher la charge, si l'on maintient T immobile et qu'on agisse par enroulement sur *t*, le système vient dans la position pointillée, et la charge continue à monter ; pour déplacer le crochet dans un plan horizontal il

1. *Stresses in the ordinary Derrick Crane*, par A. C. Elliott. (*Engg.* 1891-2-50).
2. *La Mécanique générale américaine à l'Exposition de Chicago*, par G. Richard. (*Bulletin de la Société d'encouragement*, 1894). — *Portef. des M.*, 1887, pl. 16-17.
3. Une étude complète de cet appareil est faite par Ernst (*ouvrage cité*), p. 476.

faudrait donc dérouler T en même temps qu'on enroule *t*, et *vice versa*; si les deux treuils étaient liés de manière à tourner en sens contraire, il n'y aurait alors d'autre travail à vaincre que celui des frottements.

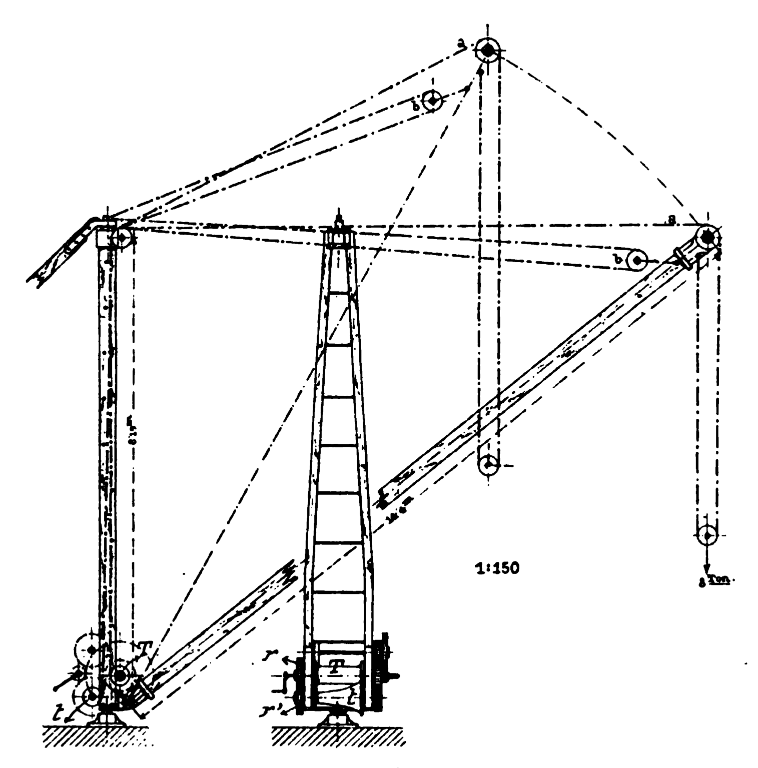


Fig. 136 et 137

Toutefois, pour que le crochet se déplace horizontalement, il faut à chaque instant un rapport déterminé entre les vitesses circonférentielles des deux câbles ; il est possible de déterminer le profil du tambour *t* pour qu'il en soit ainsi ([1]).

Le mouvement de derrick peut être donné à la flèche des grues ordinaires sur pivot fixe; les tirants qui maintiennent la tête de la flèche sont alors interrompus et saisis par le pivot d'une poulie mobile dont la

1. Derrick à vapeur de 30 tonnes, *Engg.*, 1882-2-279; *idem* à vapeur de 60 tonnes à Port Glasgow, 1885-2-564, *idem* à vapeur de 100 tonnes à Belfast, appareil gigantesque remarquable, vitesse de levage réalisée, $1^{m},95$ par minute, 1890-1-87.

chaine passe sur un treuil spécial ; on obtient ainsi des grues à flèche variable dont le type est fort répandu [1].

§ II

Bigues.

85. — La bigue la plus simple est formée de deux mâts assujettis au sommet par une liure, et supportant un palan ; cette charpente en forme d'A est maintenue par des haubans, elle peut tourner autour de l'axe horizontal passant par les points d'appui des deux jambages, et se prête ainsi au déplacement de la charge. On effectue souvent des manœuvrages très importants au moyen de cet appareil volant ou de fortune [2].

La plupart des bigues mécaniques dérivent de ce principe ; les jambages sont alors articulés sur des sabots, et ils sont réunis au sommet par un fort tourillon sur lequel s'articule une bielle qui peut être manœuvrée de manière à donner à la tête de l'engin un surplomb plus ou moins grand.

La figure 138 donne les dispositions essentielles de la bigue de 120 tonnes établie par les chantiers Thomson, à Clydebank, près Glasgow ; les trois jambages en tôle d'acier ont une forme tubulaire renflée au milieu ; la bielle d'arrière est saisie par une crossette assujettie par un banc de guidage à se mouvoir horizontalement ; dans cette crossette est engagée une vis sans fin manœuvrée par un moteur à vapeur spécial, et qui donne à la tête de la bigue le mouvement de surplomb ou de rappel.

Le levage se fait généralement dans ces grands appareils à l'aide de palans sur lesquels passent des chaînes ou des câbles métalliques ; on suspend également au sommet un palan destiné au levage de charges modérées à plus grande vitesse. La charge maximum de 120 tonnes est ici levée à raison de $0^{m},90$ par minute ; la translation du pied de la

1. *Engg.*, 1892-1-149 et catalogue d'Appleby. Voir le *Génie Civil*, 1897, 2e sem., une grue à vapeur de 25 tonnes sur portique roulant.

2. La bigue peut aussi consister en un trépied fixe qui ne sert qu'au levage ; sous cette forme, elle est applicable au cas où la charge elle-même est mobile, comme lorsqu'elle repose sur chariot ou wagon, cas qui se présente dans les gares de chemin de fer (Voir *Riedler*, *Skizzen*, etc.).

bielle est de 9 mètres par minute. Les deux moteurs étant indépendants, les deux mouvements peuvent être simultanés (¹).

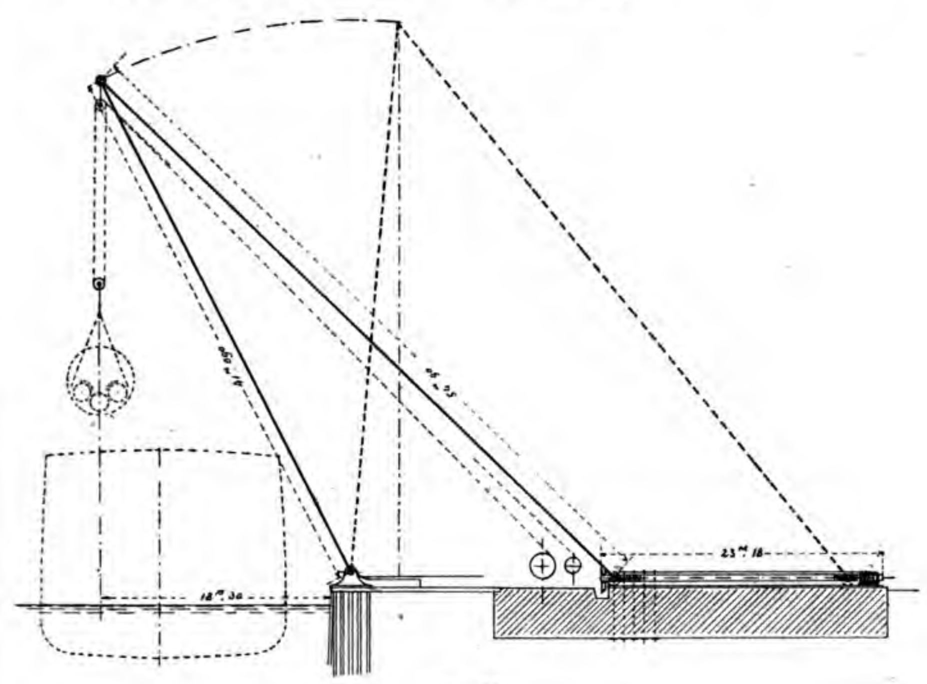


Fig. 138

La figure 139 représente une bigue de 80 tonnes de système un peu différent, à moteurs hydrauliques, établie par George Russell à West Hartlepool (²). La vis se trouve dans le prolongement de la bielle, dont elle peut toujours prendre l'inclinaison ; elle tourne dans un support articulé à un point fixe, où elle est commandée par roues d'angles ; on réduit par ce système la longueur de la vis, mais elle est soumise à tout l'effort de

1. Les détails de construction de cette bigue sont donnés dans *Engg.*, 1888-2-629 ; la vis horizontale servant à produire le surplomb est à filet carré, elle a 248 millimètres de diamètre extérieur, 216 millimètres de noyau et 23ᵐ,18 de longueur totale ; elle est nécessairement d'une pièce.

Une bigue analogue, de la force de 130 tonnes, établie aux chantiers de Fairfield, est décrite d'une manière très détaillée dans le même recueil (1890-2-337). Voir aussi la bigue de 100 tonnes par Day Summers, à Chatham (1872-2-129). Riedler (*Skizzen*, etc., donne le détail d'une bigue de 80 tonnes du même système établie à l'Arsenal de Pola.

2. *Engg.*, 1892-1-378, bigue semblable de 60 tonnes à bord de l'*Irène* (1891-1-581).

traction ou de compression de la bielle, tandis que dans le cas de la figure 138, elle ne doit porter qu'une composante de cette force.

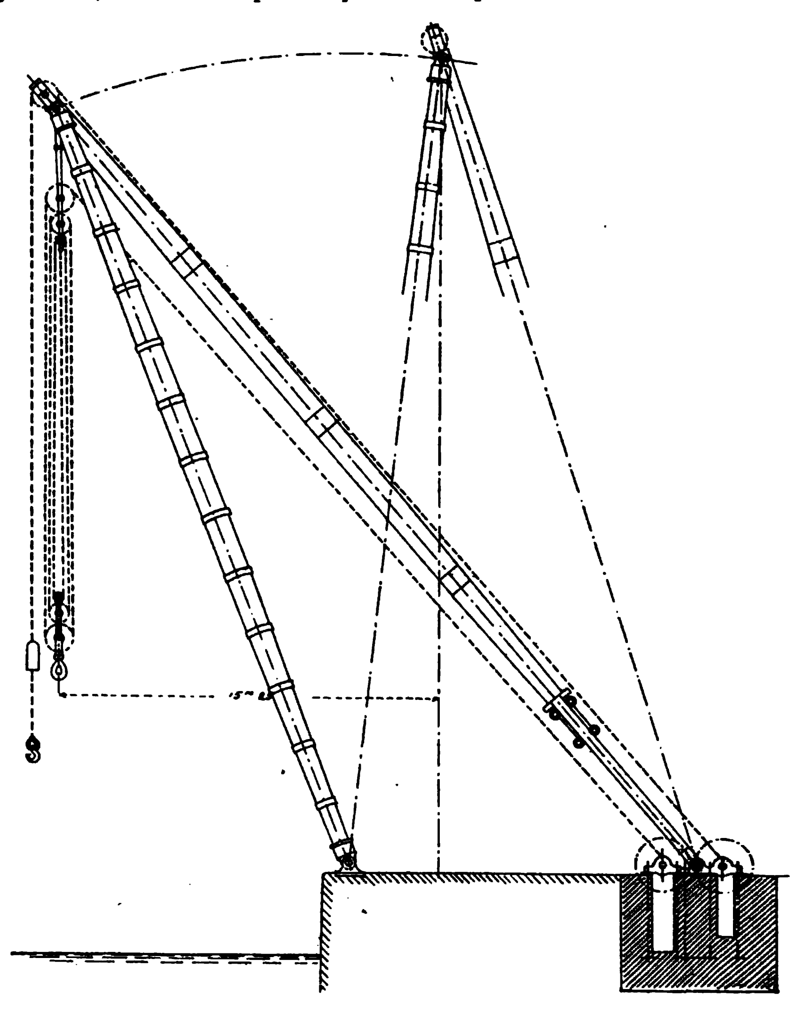


Fig. 139

Nous ferons remarquer en passant la disposition du palan principal de cette bigue; les poulies y sont superposées et de diamètres différents, au lieu d'être montées pour chacune des têtes sur le même axe; les brins sont ainsi contenus dans un plan qui correspond toujours au plan moyen des poulies; les diamètres successifs sont choisis de manière à ce que les brins successifs ne frottent pas l'un sur l'autre. Dans les

palans ordinaires la tension croissante des brins a pour effet d'amener une sollicitation oblique, mais on économise de la hauteur. Il est vrai de dire que, pour les grandes bigues, la hauteur est plutôt imposée par la nécessité d'obtenir une course horizontale suffisante.

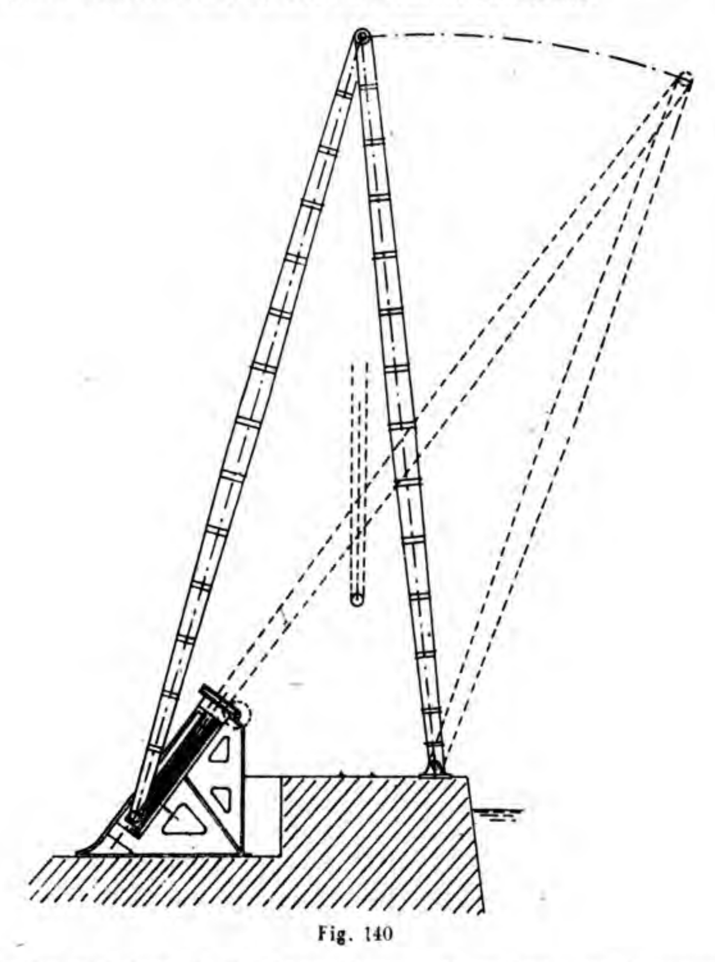


Fig. 140

Un autre avantage de la disposition à vis inclinée est de concentrer tout l'effort provenant de la bielle sur une fondation peu étendue, au lieu qu'avec une vis horizontale cet effort se déplace sur une grande longueur. Dans le dispositif plus ancien projeté par Andrew Clarke pour l'amirauté anglaise, la vis est inclinée et montée sur un bâti fixe qui fournit les guides pour la crossette (fig. 140); une disposition semblable,

mais avec deux vis, a été adoptée par la Société Cockerill pour la bigue de 120 tonnes du port d'Anvers. On peut, en adoptant une inclinaison convenable pour la vis, changer l'état de sollicitation des guides, mais celui de la fondation reste sensiblement le même.

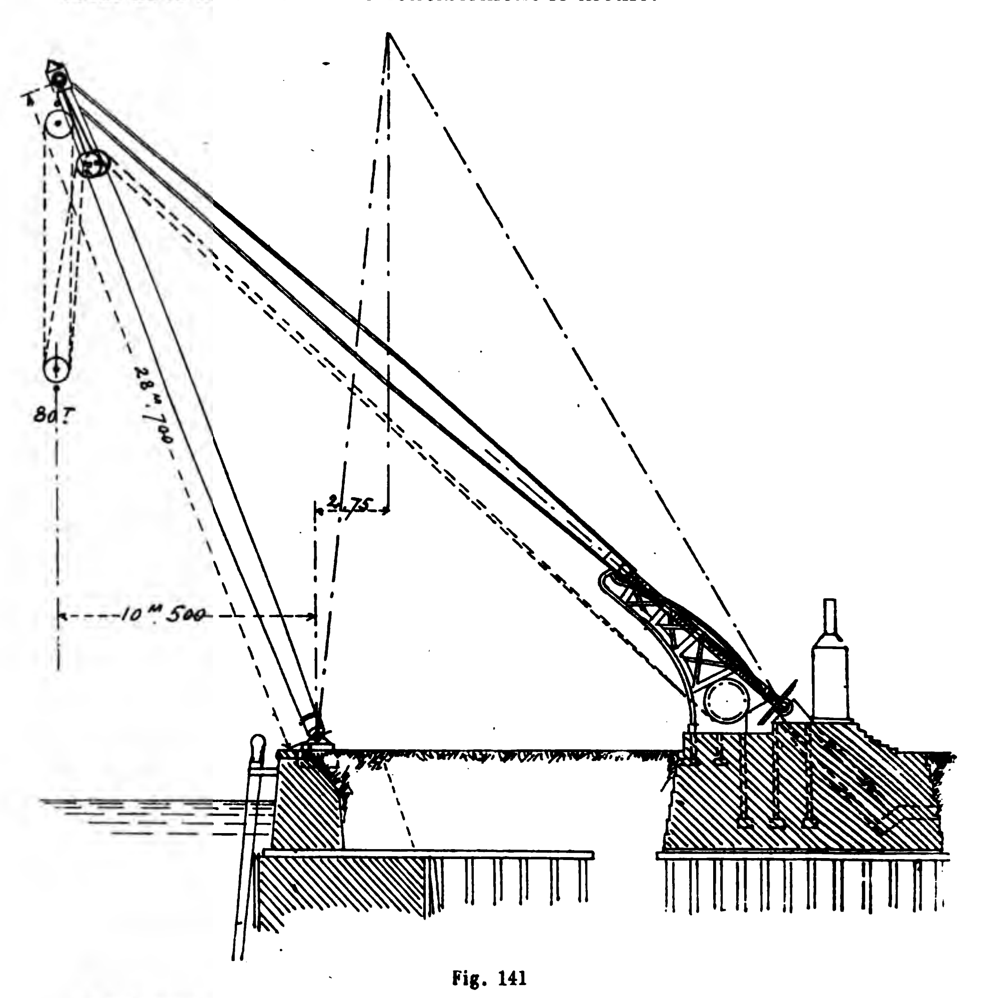


Fig. 141

La figure 141 représente une bigue de 80 tonnes construite pour le port d'Amsterdam par la maison Stuckenholz ([1]), et dans laquelle la vis inclinée est disposée comme dans la figure 139, mais où le pied de la bielle est guidé par des galets sur un bâti à trajectoire courbe tracé de

1. *Engg.*, 1881-1-191, avec détail complet du mécanisme

manière à ce que la vis soit toujours en ligne droite avec la bielle. Le détail du palan est donné dans la figure 142, il est disposé d'une façon spéciale ; la chaîne n'a pas à proprement parler de point fixe, elle passe

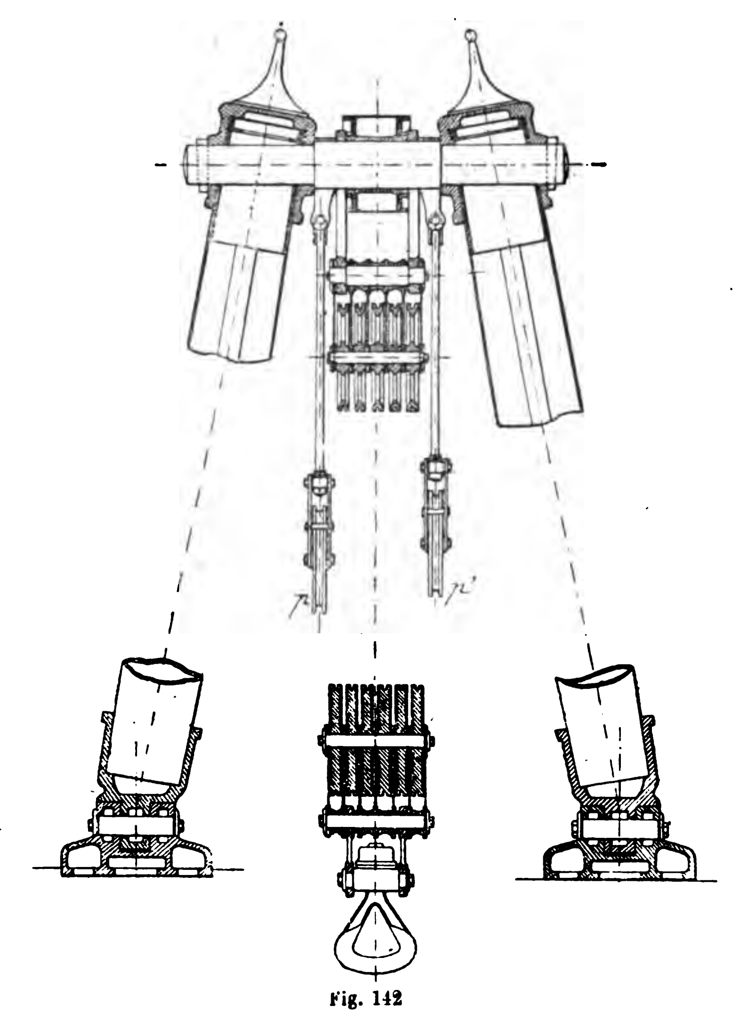


Fig. 142

sur les sept poulies de la tête supérieure, y compris les deux renvois *p* et *p'*, et sur les six poulies de la tête inférieure ; les deux brins qui se détachent des poulies *p* et *p'* s'enroulent sur deux treuils distincts de diamètre égal, actionnés simultanément. L'effet de multiplication ainsi obtenu est le même que si l'on employait deux palans séparés

ayant chacun une multiplication égale à 6; la poulie du milieu à la tête ne sert qu'à égaliser les tensions et ne tourne que dans la mesure nécessaire pour parer à une légère différence dans les tambours des treuils. Ce palan double a l'avantage de se lever bien verticalement parce que les tensions sont symétriques de part et d'autre du plan médian.

Dans cette bigue, les treuils sont à deux vitesses, les charges de 80 et de 30 tonnes sont soulevées à raison de $0^m,30$ et de $0^m,80$ par minute, respectivement. Les vitesses du pied de la bielle sont pour les deux cas de $0^m,50$ et $1^m,30$ par minute.

Dans quelques grues et bigues très puissantes, notamment à la fonderie de canons d'Elswick et aux docks de Malte, la maison Armstrong a remplacé les treuils et moufles par un cylindre hydraulique fixe suspendu par le fond, et dont la tige de piston porte directement le crochet [1]. Cette transmission directe élève le rendement de l'appareil et donne plus de sécurité aux manœuvres ; elle permet aussi une levée plus rapide et sans chocs.

La Compagnie de Fives-Lille a construit, en 1887, pour le port de Marseille, une bigue de 120 tonnes à trépied dans laquelle ce principe a été appliqué avec quelques perfectionnements destinés à diminuer la fatigue des joints boulonnés du cylindre, et à maintenir la charge suspendue en cas de fortes fuites venant à se déclarer. La bielle qui donne le mouvement transversal, au lieu d'être actionnée par une vis sans fin, est commandée aussi par un cylindre hydraulique couché sur un bâti incliné. La vitesse du levage atteint $0^m,05$ par seconde.

Pour réaliser des puissances croissantes en proportionnant la dépense d'eau à la charge, on fait varier la pression dans le cylindre de levage au moyen d'un appareil dit multiplicateur formé de deux plongeurs de diamètre différent reliés l'un à l'autre. L'eau motrice est toujours fournie par l'accumulateur à la pression de 50 atmosphères, elle agit directement pour lever la charge moyenne de 75 tonnes, mais pour lever des charges plus grandes ou en dessous de 25 tonnes, la pression est d'abord multipliée ou réduite (*Les appareils de levage à l'Exposition de 1889*, par Mégy et Igert, avec planche, Paris, E. Bernard et Cie).

On a construit des appareils de transbordement et de mâtage conçus d'après d'autres principes, l'un des plus remarquables est celui du bassin Castigneau au port de Toulon [2], dont les figures 143 et 144

1. Voir la note du n° 82.
2. *P. I. d'Armengaud*, 1re série, t. XIII, pl. 14 à 17.

représentent les dispositions principales. Il consiste en un pont horizontal de 23 mètres de portée, soutenu sur deux chevalets inclinés à une hauteur d'environ 41 mètres au-dessus du quai ; ces chevalets sont maintenus en position par des haubans formés de chaînons plats ancrés dans des massifs en maçonnerie. Le pont est parcouru par un chariot qui permet la translation de la charge normalement à la direction du quai ; les mouvements de levage et de translation s'effectuent au moyen de treuils à chaîne Galle dépendant d'un moteur établi sur le chevalet d'arrière.

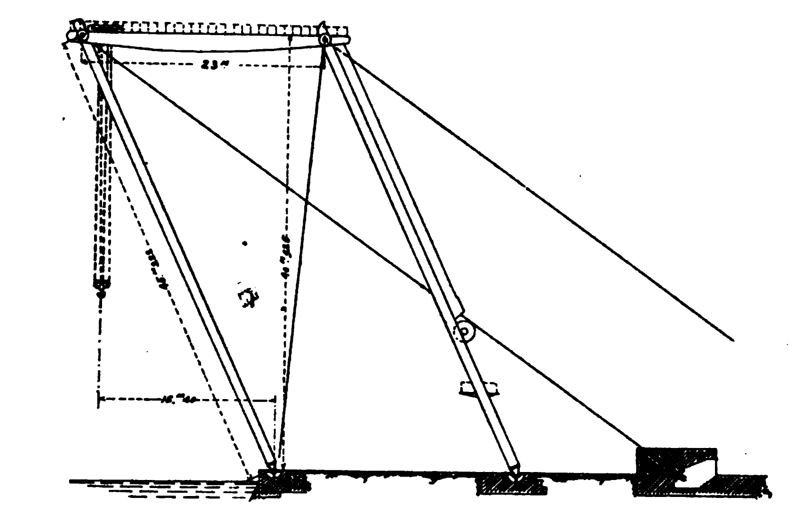


Fig. 143

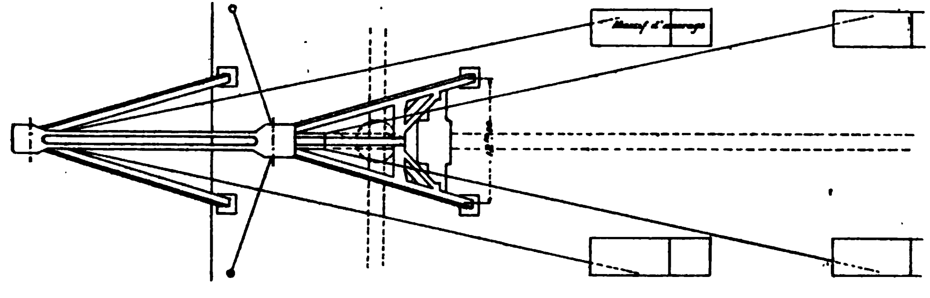


Fig 144

La vapeur est fournie par un générateur fixe placé à terre. Les conditions générales du programme en ce qui concerne les vitesses étaient les suivantes :

Vitesse de levage pour les charges de 25 à 50 tonnes. .		$0^m,40$	par minute.
Idem	» inférieures à 25 tonnes	$0^m,80$	»
Vitesse de translation	» de 25 à 50 tonnes. .	$0^m,46$	»
Idem	» inférieures à 25 tonnes	$0^m,92$	»

Lorsqu'on le compare aux bigues plus récentes, cet appareil semble bien compliqué, encombrant et coûteux d'établissement; sa partie métallique pèse 380 tonnes, alors que la grue de 132 tonnes décrite précédemment (fig. 128 et 129 *ante*), ne pèse que 376 tonnes y compris 101 tonnes de lest; pour un surplomb plus grand, le derrick à vapeur de 100 tonnes de Belfast ne pèse que 223 tonnes.

Les bigues et même les grues tournantes peuvent être montées sur pontons flottants (¹).

§ III

PONTS ROULANTS

86.— Les ponts peuvent rouler sur une voie surélevée lorsqu'il s'agit de desservir des halles de montage, des ateliers couverts, etc.; dans ce cas, les charpentes comportent des piliers en fonte ou en tôle qui servent d'appui aux longerons sur lesquels sont établis les rails de roulement. Ces piliers sont le plus souvent les montants qui soutiennent les fermes de la toiture, ils sont renforcés jusque sous les longerons; les fermes doivent être disposées néanmoins de manière à maintenir l'écartement des deux rails.

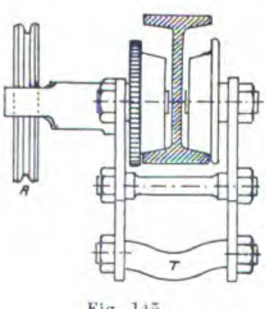


Fig. 145

87. — *Appareils mus par chaînes pendantes.* — Pour des portées modérées, le pont se réduit à une simple poutre laminée à section double té (fig. 145); le chariot est formé de deux flasques en tôle suspendues aux axes des quatres galets de roulement et fortement entretoisées. On suspend à la traverse T une poulie de Weston ou l'un des palans

1. Mâture flottante de 50 tonnes pour le port de La Ciotat, montée sur le petit côté d'un ponton rectangulaire de $25^m \times 13^m$, le crochet ayant un surplomb de 6 mètres (*Portef. des M.* 1881, pl. 15 à 18). — Grue tournante de 15 tonnes montée sur ponton, par Birch, (*Engg.*, 1887-1-300). Derrick flottant de 100 tonnes du port de New-York, (*Engg.*, 1873-1-371).

décrits au numéro 70; une chaine pendante posée sur la roue R actionne au moyen de pignons et de couronnes dentées, les deux galets établis d'un même côté de la poutrelle; celle-ci est elle-même assemblée à ses extrémités à deux traverses s'appuyant sur galets, auxquels on peut donner le mouvement par une chaîne pendante; deux de ces galets se trouvant aux extrémités opposées de la poutre doivent avoir des mouvements rendus solidaires au moyen d'un arbre soutenu en un ou plusieurs points intermédiaires; ces supports ne devant pas gêner le mouvement du chariot, doivent être établis sur le bourrelet supérieur de la poutre. Cette disposition très simple convient pour des forces de 1 à 5 tonnes.

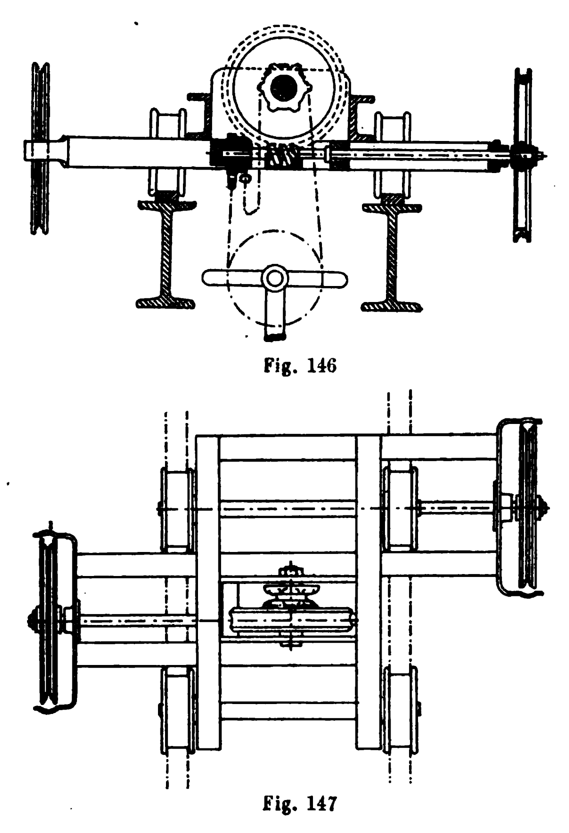


Fig. 146

Fig. 147

Pour des charges plus grandes, le pont est formé de deux poutres, ce qui permet d'ailleurs d'écarter les galets de roulement, et d'employer un chariot plus substantiel; les figures 146 et 147 représentent un trans-

bordeur avec palan Lüders de 5.000 kilogrammes, mais le système est applicable jusqu'à 12.500 kilogrammes; pour les forces de 10 tonnes et au-dessus, les palans sont à chaîne de Galle ([1]).

On emploie aussi, dans les mêmes circonstances, des appareils à treuils ordinaires, dans lesquels la chaîne ou le câble s'emmagasine sur un tambour, et où l'on peut user avec avantage des dispositifs de sûreté Weston, Mégy, etc., déjà rencontrés précédemment.

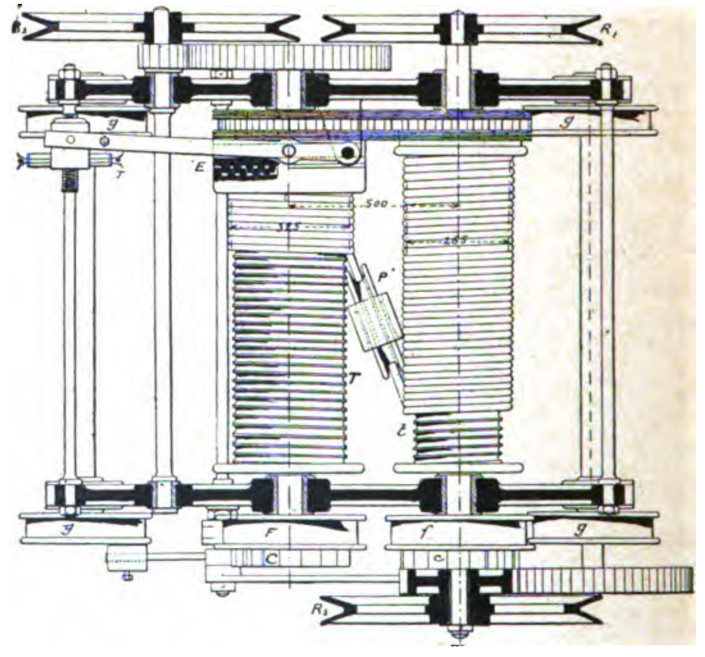


Fig. 148

La figure 148 représente en plan un treuil très ingénieux construit par le chantier naval de la Campine à Hérenthals. Le bâti comprend comme d'habitude deux flasques reposant par les galets *g* sur les rails du pont, et il supporte deux treuils T et *t*, de rayon différent, pour l'enroulement d'un câble continu en acier, passant sur la poulie mobile P qui soulève le crochet; les deux tambours sont reliés par une chaîne Galle et tournent dans le même sens à la même vitesse lorsque l'embrayage E est serré par la chaîne pendante passant sur la roue *r*; dans

1. Voir le catalogue de la maisen *Schuchardt* et *Schuette*.

ce cas, le treuil est différentiel et fonctionne pour la grande puissance qui est de 5 tonnes. Les roues à rochets C et *c*, dans lesquelles s'engagent des cliquets à contrepoids, s'opposent au déroulement; lorsque le treuil est différentiel, le cliquet du petit tambour doit donc être dégagé par une chaînette.

Lorsque l'embrayage E est desserré, on peut à volonté ou commander le petit treuil par la roue R_1 ce qui produit un effort de 200 kilogrammes au crochet, ou commander le gros tambour par la roue R_2, auquel cas les engrenages multiplient la force, et dans ce cas deux hommes soulèvent une charge de 1.000 kilogrammes. On peut passer d'un système à l'autre sans effectuer aucune manœuvre. Pour la descente rapide, on se sert des freins *f* ou F suivant les cas. Enfin, la roue R_3 commande le mouvement de translation.

88. — *Ponts manœuvrés d'en haut avec mouvements à bras.* — Les figures 149 à 151 représentent un pont avec treuil à chaîne Galle de la force de 40 tonnes, par Neustadt [1]. Le mouvement longitudinal est produit par un treuil monté latéralement sur consoles au milieu de la portée; les manivelles *m* actionnent par roues d'angle un arbre parallèle au pont, qui commande par pignons deux roues opposées, de manière à assurer un déplacement bien parallèle.

Le chariot du treuil est muni des arbres servant à produire le mouvement transversal (I, II et III, fig. 151) et des arbres 1 à 4, actionnant le levage. Le treuil est à deux vitesses, l'arbre 1 porte à cet effet deux pignons de diamètres différents engrenant avec deux roues de l'arbre 2, et peut glisser parallèlement à son axe de manière à mettre l'un ou l'autre des pignons en prise avec la roue correspondante; à partir de l'arbre 2, les pignons et les roues sont dédoublés; la noix de la chaîne Galle est venue de forge avec l'arbre 4 et se trouve dans l'axe du pont à égale distance entre les flasques du chariot. La chaîne sortant du treuil est déviée par une gaine, d'où elle descend en formant une boucle. L'arbre 2 porte un frein différentiel et une roue à rochets. Les données du treuil sont les suivantes :

Arbres 1-2	Diamètre primitif du pignon Galle	$0^m,324$
	» de la circonférence des manivelles M.	$0^m,900$
	» du pignon de petite vitesse. . . .	$0^m,097$
	» de la roue qui reçoit son action . .	$0^m,470$

1. Voir *P. I. d'Armengaud*, 1re série, t. XVI, pl. 2. L'ensemble (fig. 149) est reproduit d'après les esquisses de Riedler.

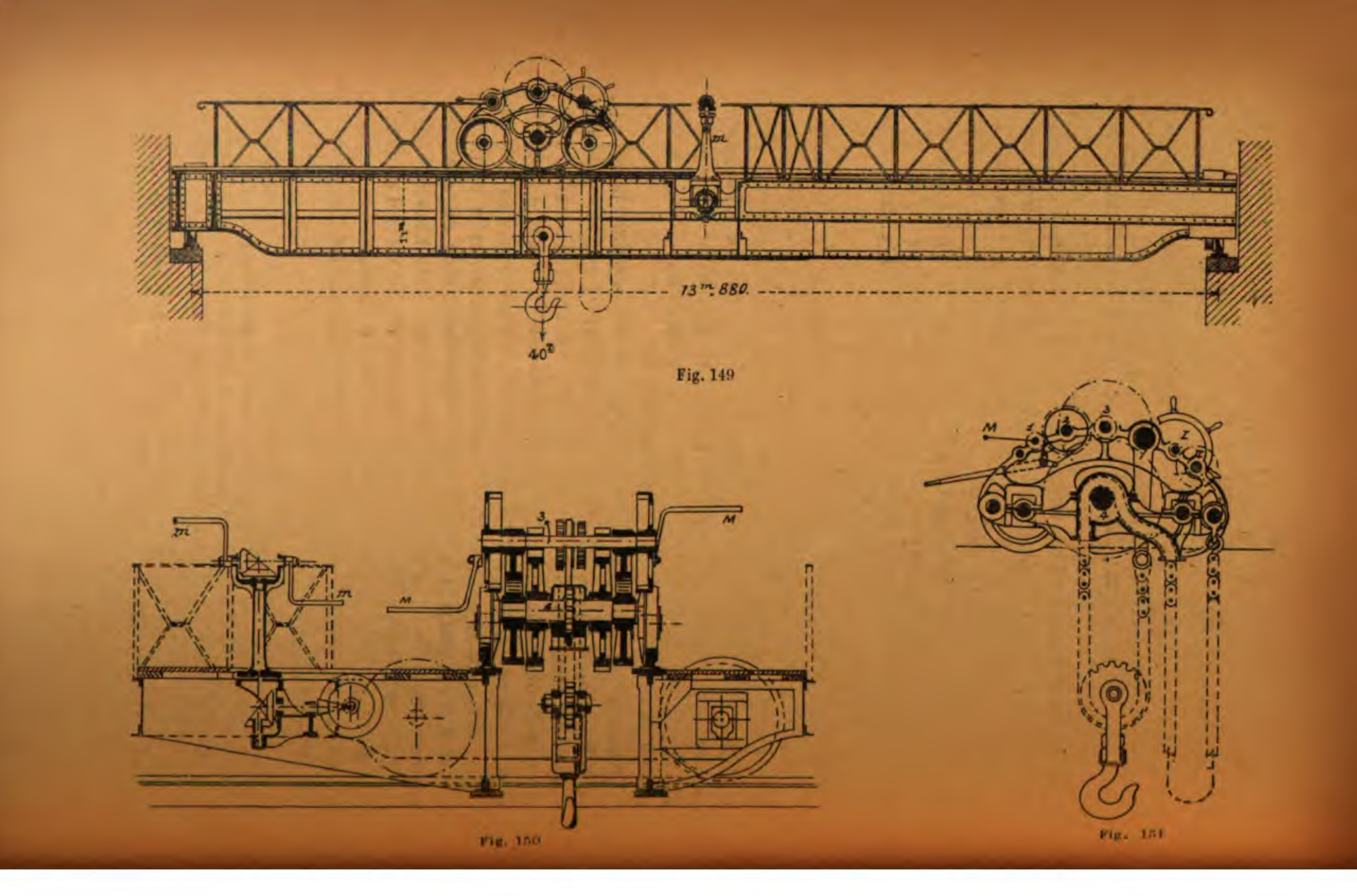


Fig. 149

Fig. 150

Fig. 151

Arbres 2-3	Diamètre des pignons de l'arbre 2.	$0^m,120$
	» des roues intérieures de l'arbre 3 . .	$0^m,784$
Arbres 3-4	» des pignons de l'arbre 3.	$0^m,212$
	» des roues de l'arbre 4.	$1^m,000$

Pour la grande vitesse, le diamètre du pignon de l'arbre 1 est de 0,1657, et il engrène avec une roue de $0^m,401$ sur l'arbre 2, de sorte que le rapport est double de celui de la petite vitesse.

Si l'on tient compte de ce que la poulie est mouflée, le rapport entre la vitesse de la charge et celle de la puissance appliquée aux manivelles est de 0,0012 pour la petite vitesse; en admettant que les hommes actionnent les manivelles à la vitesse de 1 mètre par seconde, on voit que la vitesse de levage est de 72 millimètres par minute. La grue est manœuvrée par 6 hommes, et en tenant compte du rendement du treuil, on trouve que chacun d'eux doit faire un effort tangentiel de 10 kilogrammes, valeur acceptable lorsqu'il s'agit d'un travail intermittent. Le poids total de l'appareil est de 36.000 kilogrammes.

On peut constituer le pont au moyen de poutres treillissées à grandes mailles, et accepter les formes longitudinales usitées pour la construction des grandes poutres; ainsi, le roulement du chariot peut se faire sur les semelles inférieures, qui sont alors rectilignes, tandis que les semelles supérieures sont arquées. On ne peut en général entretoiser les deux poutres, le chemin devant rester libre pour le passage des chaines, il faut donc leur donner une grande rigidité transversale pour éviter le flambage. Cette considération est particulièrement importante pour les ponts manœuvrés mécaniquement, où le déplacement brusque sous charge fait naître une force d'inertie horizontale. Pour les portées de 15 mètres et au-dessus, les poutres sont fréquemment à âmes doubles.

89. — *Ponts commandés par transmissions.* — On fait généralement dépendre les mouvements des ponts roulants des transmissions fixes des ateliers; différents systèmes sont ainsi en présence :

1° Un arbre fixe de section carrée règne sur toute la longueur de la halle à desservir, et passe dans un manchon porté par le pont, manchon auquel il communique sa rotation, et qui actionne un arbre auquel sont empruntés les trois mouvements de translation longitudinale et transversale, et de levage; chacun de ces mouvements doit pouvoir s'effectuer dans deux sens. Une première difficulté consiste à soutenir l'arbre

carré sans empêcher le passage du manchon porté par le pont, et qui doit pouvoir glisser sur toute la longueur du trajet sans cesser d'être en relation avec la transmission. Les paliers dans lesquels l'arbre tourne par des collets arrondis doivent donc pouvoir s'effacer au passage du manchon, ils sont ramenés dans leur position par un contrepoids (fig. 152 à 154, d'après les esquisses de Riedler); on emploie aussi dans

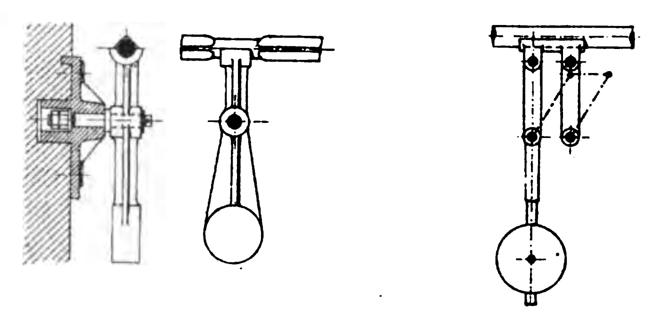


Fig. 152 à 154

le même but le dispositif représenté dans la figure 161 plus loin, dans lequel le passage de toute partie faisant saillie sur l'arbre a pour effet de rabattre le support qui se trouve devant l'obstacle, et d'en relever un autre derrière lui, ces supports étant d'ailleurs montés aux extrémités des branches en équerre que l'on voit sur la figure [1].

Une autre difficulté provient de ce que l'arbre de commande possède un mouvement continu, tandis que les trois déplacements à produire sont intermittents, les masses ne peuvent prendre instantanément une vitesse finie sans faire naître des réactions théoriquement infinies. Les transmissions ne doivent donc pas être absolument rigides, mais se faire par l'intermédiaire d'embrayages à friction, de courroies, etc.

Les arbres longitudinaux de grande longueur entraînent certaines sujétions, on les emploie de moins en moins, et l'on a plutôt recours à la transmission par cordes en chanvre, et surtout par cordes en coton, imaginée par Ramsbottom et appliquée par lui vers 1860 aux ateliers de Crewe.

2° Une corde sans fin circule parallèlement à l'un des longs côtés de la

1. Voir aussi le système de commande Davy au moyen d'un long pignon dépendant de roues régulièrement espacées sur l'arbre et restant toujours en prise avec l'une d'elles (*Engg.*, 1889-2-365), et plusieurs systèmes de paliers basculants (*Ernst*, ouvrage cité, p. 491 et suiv.).

halle à desservir (fig. 155), elle est actionnée à l'extrémité M par la transmission, et est maintenue dans un état de tension convenable par la poulie T que sollicite un contrepoids. Les deux brins sont soutenus par les galets g, qui préviennent en même temps les oscillations laté-

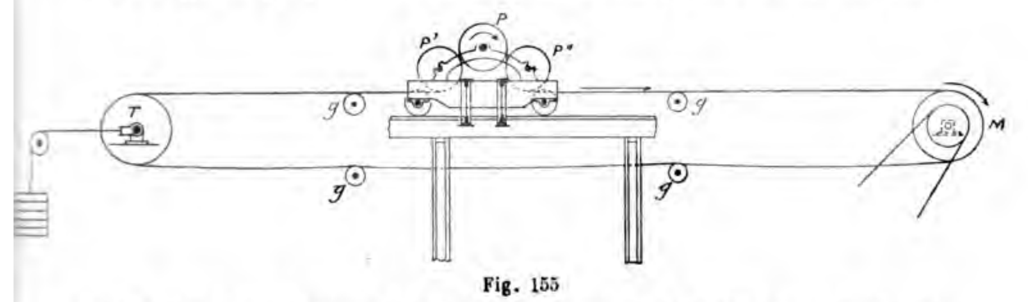


Fig. 155

rales. La corde s'infléchit sur les trois poulies P' P P" montées sur un bâti à l'extrémité du pont; P' et P" sont folles et ne servent qu'à augmenter l'arc embrassé sur P, qui est calée sur un arbre et devient la poulie motrice des trois mouvements à produire. Dans les grues Ramsbottom, la corde se déplaçait à la vitesse de 25 mètres par seconde environ, mais la vitesse de 12 à 13 mètres doit plutôt être considérée comme usuelle.

L'arbre de la poulie P commande trois arbres parallèles ; chacune de ces transmissions comprend une courroie ouverte et une courroie croisée; par un même déplacement des fourches d'embrayage, on peut donc laisser l'arbre commandé au repos (position neutre), ou l'actionner dans un sens ou dans l'autre.

Le premier des trois arbres ainsi commandés transmet le mouvement aux galets du pont. Le second actionne le chariot quelle que soit sa position ; il porte à cette fin une rainure dans toute sa longueur, et passe dans un manchon maintenu entre deux supports du chariot; ce manchon actionne par renvois et roues d'angle l'un des essieux supportant le treuil. Enfin, le troisième arbre commande le mouvement de levage par des dispositions analogues.

L'homme préposé à la manœuvre se tient sur une plateforme suspendue en contre-bas à l'une des extrémités, les trois leviers dirigeant les transmissions sont à sa portée.

Dans ce système, le treuil peut être à tambour ou se réduire à une roue à noix pour chaîne ordinaire calibrée ou pour chaîne de Galle; il circule d'un bout à l'autre du pont, il serait donc difficile d'installer un

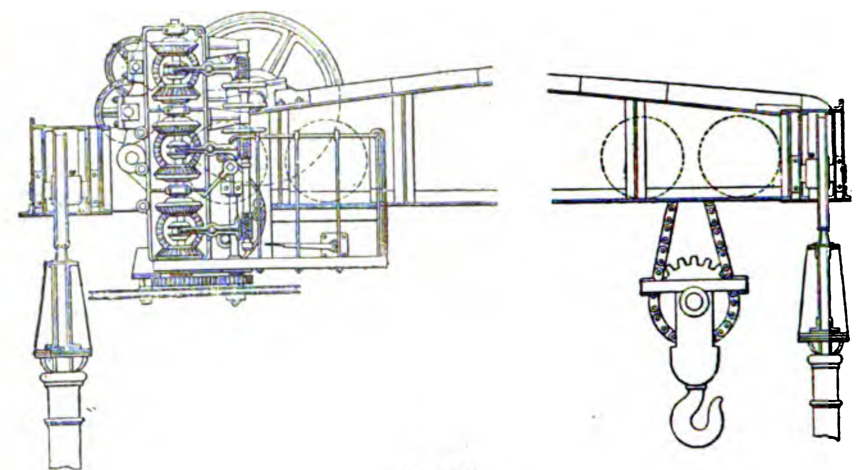


Fig. 156

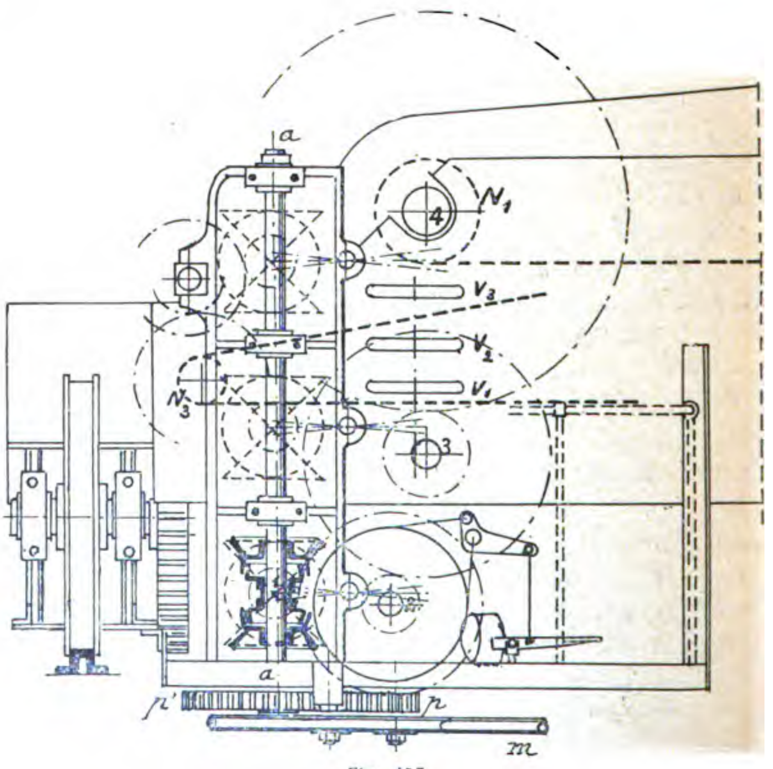


Fig. 157

frein sur l'appareil de levage, on tourne cette difficulté en commandant le treuil par une vis tangente non réversible; il n'est pas impossible cependant de monter le frein sur l'arbre à l'une de ses extrémités, à côté de l'équipage de poulies, mais il ne présente alors qu'une sécurité relative, les nombreux organes situés entre le frein et le tambour pouvant faire défaut.

Les figures 156 et 157 représentent une disposition adoptée par la maison Stuckenholz, dans laquelle le treuil est fixe à l'une des extrémités; le chariot qui porte le crochet est commandé par une chaîne sans fin dépendant de la roue N_3 (fig. 157). Les poulies sur lesquelles circule la corde sont dans un plan horizontal en dessous du pont; *m* est la poulie motrice, qui commande par le pignon *p* et la roue *p'* un arbre vertical *a a*. Sur cet arbre sont montés trois embrayages à double cône qui peuvent donner le mouvement dans un sens ou dans l'autre à trois arbres horizontaux, ou les laisser immobiles. L'embrayage inférieur est seul représenté dans la figure 157, qui se rapporte du reste à un appareil un peu différent de celui qui fait l'objet de la figure d'ensemble. Les trois volants commandant les embrayages sont figurés en V_1 V_2 et V_3.

L'arbre horizontal 1 commande, par les arbres 2, 3 et 4, la roue à noix N_1 qui produit le levage. Un frein à lame actionné par un levier à pédale est monté sur l'arbre 2.

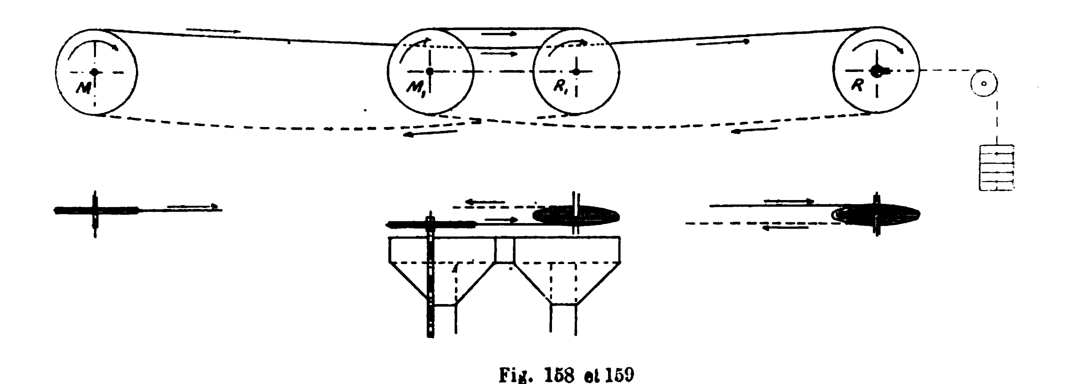


Fig. 158 et 159

L'arbre horizontal du haut commande la roue N_3 qui produit la translation du chariot, tandis que l'arbre intermédiaire actionne par une paire de roues d'angle un arbre parallèle au pont, qui produit la translation générale au moyen de pignons calés à ses extrémités. Les trois mouve-

ments peuvent être simultanés. L'appareil ci-dessus décrit est construit pour 25 tonnes [1].

Nous signalerons à propos des ponts actionnés par cordes le dispositif de G. Russell et C[ie], représenté par les figures 158-159, dans lequel il n'est fait usage que de deux poulies M_1 et R_1, M_1 étant la poulie motrice montée sur l'arbre horizontal moteur. Les poulies M et M_1 sont dans des plans verticaux différents dont la distance est rachetée par l'inclinaison en sens contraire donnée aux renvois R et R_1. (*Engg.*, 1888-2-579.) [2]

90. — *Ponts roulants automobiles.* — La maison Booth de Leeds a répandu un système de ponts roulants applicables surtout aux fonderies, système dans lequel le bâti qui supporte le treuil est prolongé latéralement par deux consoles sur lesquelles est établie une chaudière (fig. 160-161, d'après *Engg.*, 1891-2-274). Le bâti du treuil est formé de deux flasques transversales au pont, et deux cylindres à vapeur horizontaux y sont appliqués. Ces cylindres sont conjugués sur un arbre auquel sont empruntés tous les mouvements, à commencer par celui du treuil, qui n'a rien de particulier, si ce n'est qu'il est à deux vitesses pour l'appareil de 25 tonnes représenté, et que les pignons du premier arbre peuvent être désembrayés pour permettre la descente au moyen du frein; celui-ci est monté sur le second arbre à droite de la figure 161, il consiste en une poulie étranglée par un collier garni de taquets en bois, dont le serrage se fait au moyen d'une vis à pas droite et gauche; le collier est composé de deux parties réunies par une charnière dont le pivot est fixe dans le bâti. Ce frein est assez puissant pour maintenir la charge suspendue avec sécurité pendant qu'on se sert du moteur pour les mouvements de translation, lesquels peuvent être produits ensemble ou séparément. Ces mouvements dépendent de deux embrayages avec cônes de friction doubles et roues coniques, ils permettent donc le repos ou la marche dans les deux sens.

La translation du chariot s'obtient sans aucune complication; celle du pont dépend d'un arbre carré parallèle aux poutres (fig. 160, à droite), arbre que commande un manchon participant à la translation du treuil. L'arbre carré est supporté par des paliers basculants déplacés au fur et

1. Voir un pont de 15 tonnes du même système, mais avec poulies dans un plan vertical (*Riedler*, *Skizzen*, etc.).

2. Fielding et Platt ont imaginé une disposition ingénieuse qui permet de n'employer que deux courroies au lieu de six pour actionner les trois mouvements (*Engg.*, 1884-1-522).

à mesure par une came que porte le chariot ; cette came se montre de face dans la figure 161.

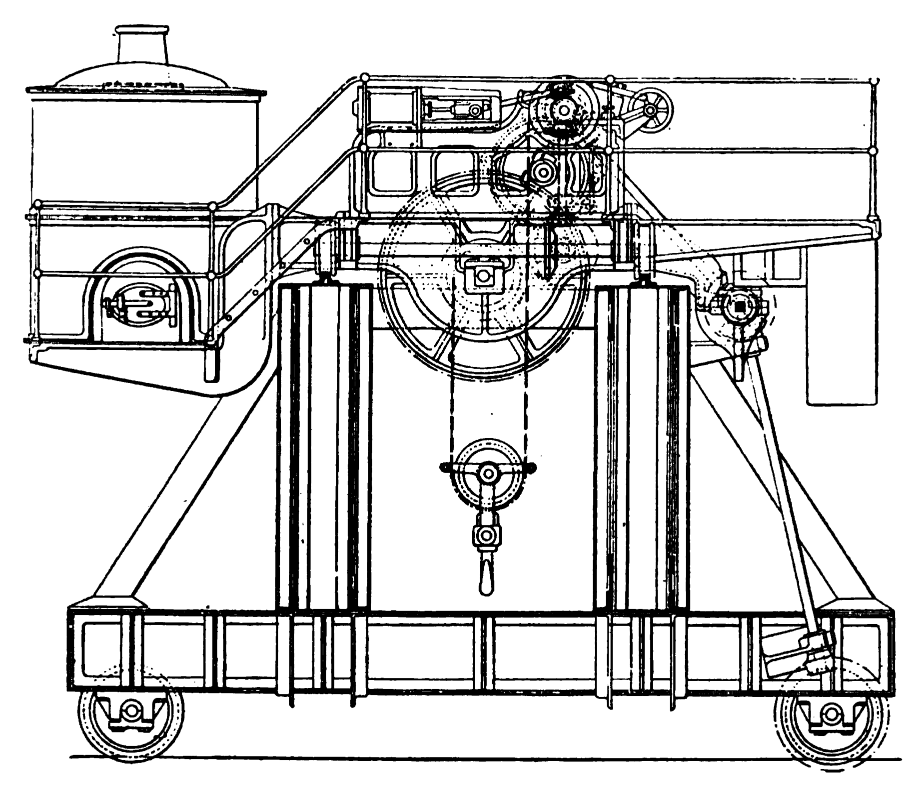


Fig. 160

La plateforme qui supporte la chaudière est surbaissée, pour réduire la hauteur nécessaire sous les fermes ; du côté opposé est suspendu un réservoir qui sert de caisse à eau et fait en même temps office de contrepoids.

Dans les fonderies, où la commande par cordes présente du reste des inconvénients, la grue automobile à vapeur est très rationnelle et se comporte admirablement ; elle échappe au reproche de mise en train brusque de la charge que l'on peut faire aux autres systèmes ; en fait, le moteur à vapeur donne toujours à la charge l'accélération et la vitesse compatibles avec sa puissance ; lorsqu'on enlève des pièces encore partiellement enterrées dans les moules, il refusera par, exemple, de

démarrer, mais sans qu'il en résulte aucun dommage pour l'appareil; de même, lorsqu'on soulève des charges qui sont de beaucoup inférieures à la puissance maximum, le moteur prend de lui-même une grande

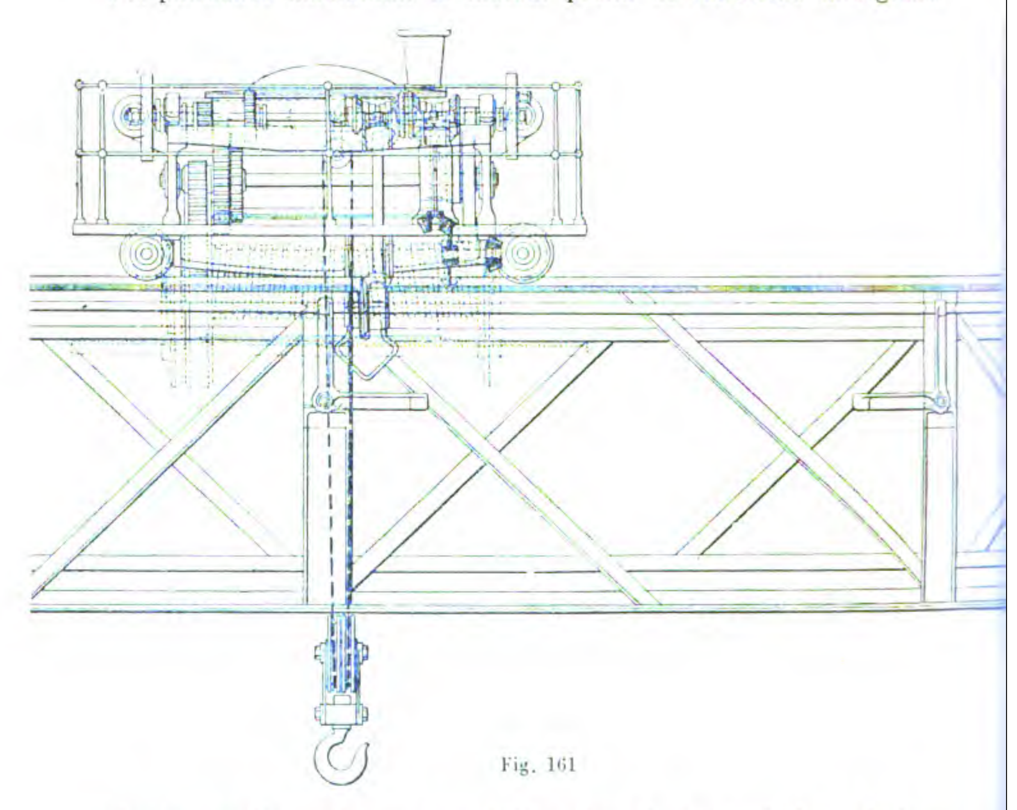


Fig. 161

vitesse, tandis que les ponts qui dépendent de transmissions n'ont au maximum que deux vitesses qu'il est impossible d'accélérer, même si on lève le crochet à vide.

Le service des ponts roulants de ce système exige un réservoir de prise d'eau placé à hauteur convenable ([1]).

91. — *Ponts roulants sur chevalets.* — Ils sont applicables surtout aux manœuvres en plein air des cours aux marchandises, des parcs d'artillerie, des carrières; ils peuvent rendre des services dans les

1. Un pont roulant automobile muni de trois moteurs séparés pour les trois mouvements est décrit dans *Engg.* (1880-1-299) sous le nom de transbordeur Newton.

montages de ponts, dans les ateliers de locomotives, etc. Ils ne diffèrent pas essentiellement des ponts roulants, mais comme ils ne sont pas situés à portée de transmissions, ils sont généralement manœuvrés à bras d'hommes ou sont automobiles ([1]).

1. Voir *Riedler (Skizzen*, etc.); *P. I d'Armengaud*, 1re série, t. XVI, appareils de 20 et de 30 tonnes à chaîne Galle par Neustadt (pl. 15), grues roulantes à vapeur pour gares et quais, par Quillacq (pl. 23 et 24); *Portefeuille des Machines*, 1880, grue roulante à vapeur sur chevalets de 15 tonnes du chemin de fer du Nord (pl. 35-36); en Angleterre, ce genre de grues est désigné sous les noms de « Goliath » et de « Gantry », on en trouve plusieurs exemples dans *Engg.*, et notamment : 1886-2-169; 1887-2-473; 1888-1-32 (détaillé); 1890-1-612 (transbordeur de 80 tonnes du polygone du Hoc); 1891-1-89 (hydraulique); 1896-2-462 (de 65 tonnes): 1897-1-102 (transbordeur américain de 61 mètres de portée à moteur électrique, vitesses : 1 mètre par seconde pour la translation générale, 2 mètres par seconde pour le mouvement transversal, levage avec la pleine charge de 10 tonnes 0m,10 par seconde); 1897-2-791 (de 100 tonnes, pour les aciéries Vickers); 1898-1-111: (hydraulique, de 30 mètres de hauteur libre, pour chantier naval).

CHAPITRE III

Appareils dépendant d'une station Centrale.

§ I

CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES

92. — *Caractères de la commande hydraulique.* — Nous avons fait ressortir dans la première partie de ce fascicule les qualités que présente la transmission hydraulique à haute pression au point de vue du rendement de la canalisation; ce fluide se prête particulièrement bien en outre à la commande des appareils de levage, dont toutes les opérations s'effectuent lentement et sans mettre sensiblement en jeu l'inertie des colonnes liquides.

L'eau, à cause de son incompressibilité, donne aux manœuvres une précision et une sécurité qui ne peuvent être réalisées par aucun autre agent. En effet, grâce à la pression élevée adoptée dans ce genre de transmissions, les opérations de levage ou d'orientation peuvent être effectuées par de simples pistons plongeurs, les treuils sont ainsi supprimés, avec tous leurs arbres intermédiaires et leurs masses en mouvement; il en résulte que lorsque l'admission cesse dans le cylindre, non seulement la force motrice cesse d'agir, mais la vitesse acquise par les masses est pratiquement négligeable et la charge s'arrête instantanément.

Le crochet ne peut descendre que lorsque l'échappement du cylindre est ouvert, et avec une vitesse réglée par cette ouverture : ainsi on peut, sans roues à rochets ni freins d'aucune espèce, maintenir le fardeau suspendu à hauteur constante, ou le laisser descendre aussi lentement qu'on veut.

Ces caractères de précision et de sécurité motivent suffisamment pour certaines opérations l'emploi du système hydraulique, tels sont

par exemple les manœuvrages exigés dans la fabrication de l'acier Bessemer. Dans certains cas ces considérations sont assez importantes pour qu'on n'hésite pas à installer des pompes et un accumulateur pour commander un appareil isolé, par exemple une bigue puissante, un pont mobile, etc.

Lorsqu'il s'agit d'appareils de levage multiples installés sur un certain espace, comme c'est le cas dans les gares, les ports, les arsenaux, la centralisation de la force motrice vient ajouter ses avantages aux qualités que nous venons de faire ressortir.

Il faut remarquer en effet que lorsque chaque appareil (grue, élévavateur ou autre engin) porte sa chaudière et sa machine motrice, le maintien de la pression entraîne une dépense inutile lorsque le travail est très intermittent ; les petites chaudières ont d'ailleurs un rendement médiocre, elles s'usent rapidement, il faut un certain temps pour leur mise en pression. On conçoit donc qu'il est avantageux de faire dépendre la commande de tous les engins d'une usine centrale.

Plusieurs systèmes sont en présence, et l'on peut recourir notamment à l'air comprimé ou à l'électricité. Il existe en effet des installations basées sur l'emploi de ces agents.

Toutefois les qualités de précision et de sécurité des manœuvres sont réunies au plus haut degré dans la commande hydraulique.

93. — *Considérations sur le rendement; puissance des grues.* — Il y a cependant à considérer que par la constitution même des appareils hydrauliques, le levage des charges inférieures au maximum qu'elles peuvent soulever entraine la même consommation d'eau quel que soit le poids, et par conséquent la même dépense de force motrice. C'est un inconvénient qui n'existe pas au même degré pour les autres agents ; ainsi, lorsqu'il s'agit de moteurs à vapeur ou à air comprimé, on diminue le volume ou le poids de fluide admis.

Il existe des correctifs à ce défaut, et l'on peut faire des grues hydrauliques à double ou à triple force, mais ils ne constituent pas un remède radical ; on ne pourrait le trouver que dans une modification des liaisons ou des multiplications établies entre le piston de levage et la charge, modification qui devrait varier dans chaque cas.

Il est donc important, dans le programme des installations hydrauliques de levage, de choisir judicieusement la puissance des engins, et de ne pas l'exagérer. Ainsi, dans les ports, les grues qui servent au dé-

chargement courant sont nombreuses et de force modérée (1000 à 1500 kilos) les appareils plus puissants sont en nombre limité [1].

L'inconvénient signalé de la diminution du rendement lorsque les grues ne fonctionnent pas à leur puissance maximun est relatif; pour l'apprécier à sa juste valeur, il serait nécessaire de comparer le coût de l'installation hydraulique à celui des autres systèmes en tenant compte du prix d'établissement, de l'entretien et de la main d'œuvre, et ce dans des conditions semblables; cette comparaison n'a jamais été faite d'une manière complète.

94. — *Commande par l'air comprimé.* — Il n'existe que quelques installations importantes de grues manœuvrées à l'air comprimé. Celle des ateliers de la Société Cockerill date de 1854 [2], elle comprend 12 grues tournantes de 12 tonnes, 2 de 15 tonnes, 3 de 4 tonnes et 2 ponts roulants de 40 tonnes; ceux-ci portent un réservoir dans lequel l'air est emmagasiné à 6 atmosphères pour être dépensé à 3 atmosphères au moyen d'un réducteur de pression; une conduite permet de remplir le réservoir au moyen d'un raccord. L'air comprimé est en outre utilisé pour actionner les pompes d'une presse hydraulique à caler les roues sur les essieux.

L'installation à air comprimé la plus complète est celle de l'extension de l'arsenal de Portsmouth [3], où il existe aussi dans la partie ancienne une transmission hydraulique. Il paraîtrait que, pour la manœuvre des cabestans, les dépenses occasionnées par les deux systèmes seraient dans le rapport de 11 pour l'air, à 13 (pour l'eau). Ces chiffres, fort rap-

1. Au port du Havre, les grues hydrauliques sont à double force et de deux types ayant des forces de levage de 750 à 1250 kilogrammes et 1500 à 3000 kilogrammes respectivement.

A Marseille, on a établi surtout des grues de 1250 kilogrammes; pour chaque groupe de 3 grues il y en a une à double puissance (1 et 3 tonnes), les grues de 3 tonnes sont affectées au déchargement des minerais.

Les grues mobiles du port de Brême, ainsi que les grues fixes d'entrepôts et les élévateurs ont une force de levage maximum de 1500 kilogrammes.

Au port d'Anvers, les grues des bassins, ainsi que celles à portiques des quais de l'Escaut, sont à double force (700 et 1500 kilogrammes). La gare aux marchandises d'Anvers-Bassins est outillée surtout au moyen de grues de 1000 et de 1500 kilogrammes

A Dunkerque, il y a surtout des grues à deux puissances (de 750 à 1500 kilogrammes), et un nombre plus réduit de grues de 3 tonnes. Cet outillage date de 1896-97.

2. Voir une note de M. Kraft (*On compressed-Air Machinery*), *Minutes of P. C. E*, vol. 79, 1884-85, part. 1.

3. *Minutes of P. C. E*, 1880-81, et *Engg.*, 1892-2-275.

prochés du reste, ne peuvent servir à établir la valeur comparative des deux agents ; la préférence que l'on a donnée à l'air résulte plutôt d'un ensemble de conditions dans lesquelles l'économie n'a rien à voir ([1]).

95. — *Commande par l'électricité.* — Pour l'électricité, la comparaison n'est pas moins difficile, les données que l'on possède résultent d'expériences isolées et non de l'examen d'installations semblables en importance. Les grues électriques dependent d'une station où le courant peut être produit à la fois pour l'éclairage et la force motrice ; par l'adjonction d'une batterie d'accumulateurs de capacité suffisante, les machines motrices peuvent fonctionner en marche continue et économique. Les stations centrales hydrauliques ne se trouvent pas dans d'aussi bonnes conditions, à cause du fonctionnement intermittent des machines et des nécessités de la remise en train automatique, qui excluent l'emploi des systèmes de distribution perfectionnés. Le courant électrique peut donc être produit à raison de 8 à 10 kilogrammes de vapeur par cheval mesuré au tableau de distribution, tandis qu'il faut en marche industrielle environ 15 kilogrammes de vapeur pour produire un cheval à la sortie de l'accumulateur hydraulique. Pour le reste (canalisation et grue), les deux rendements paraissent tout à fait comparables.

A Hambourg, on a constaté que la consommation de vapeur à la station centrale électrique n'était que les 40 % de la consommation de vapeur d'une grue portant sa chaudière et sa machine, le travail étant le même dans les deux cas ; ce résultat s'explique par l'imperfection des petits moteurs à vapeur, et on pouvait s'y attendre ([2]).

1. L'air peut s'emmagasiner, il est toujours possible de faire des manœuvres de nuit sans mettre l'usine centrale en marche; on se sert de l'air comprimé à bord des bâtiments en réparation ou en armement pour actionner les appareils de servitude sans qu'il soit nécessaire de se servir des chaudières du bord, etc.

2. *Electric Dock Cranes* (*Engg*. 1895-1-603). On a établi au port de Rotterdam, 6 grues électriques de la force de 1500 kilogrammes (la vitesse de levage est de 1m,20 par seconde) et 7 grues de 4 tonnes dépendant de la même station centrale que l'éclairage. Des grues semblables ont été établies à Mannheim, Dusseldorf et Copenhague (10 grues).

La Chambre de Commerce du port du Havre a fait installer en 1891 quelques grues tournantes électriques de 1500 kilogrammes pour faire le même service que les grues à vapeur; on a trouvé qu'elles se comportent aussi bien, et qu'elles donnent des facilités plus grandes dans l'exploitation. On s'est livré sur ces appareils à des essais de consommation (*Génie civil*, 1897, 2e sem. p. 321).

Une commission présidée par M. Maurice Lévy avait admis l'emploi facultatif

L'électricité paraît l'agent le plus avantageux, sinon pour les installations de port où son emploi peut être discuté, au moins pour commander les manœuvres des ateliers, fonderies, halles do coulée, etc.; elle acquiert rapidement pour ces applications une importance considérable; elle se prête d'ailleurs mieux que les autres systèmes à la commande des ponts roulants, parce que la prise de courant est très facile à établir par un simple frotteur ou trolley, et qu'elle supprime toutes les transmissions par cordes et par arbres; il y a lieu de considérer aussi que le courant électrique peut être utilisé avantageusement dans les ateliers pour commander des machines-outils spéciales sans avoir aucun égard à leur position (1).

de l'électricité ou de l'eau sous pression pour le port de Dunkerque, c'est l'outillage hydraulique qui a été adopté (*Génie civil*, 1896-97, 1er sem. p. 100).

A Glasgow, en 1896, une fourniture de grues destinée à l'extension de l'outillage des bassins a donné lieu à 12 propositions basées sur la force hydraulique, et à 20 projets employant l'électricité; le coût de premier établissement était beaucoup plus élevé pour ces derniers, on a établi des grues hydrauliques.

1. L'application de la commande électrique aux treuils, grues et ponts roulants ne modifie pas profondément les caractères de ces appareils. Un moteur unique peut être employé à actionner tous les mouvements au moyen d'embrayages, mais on sépare le plus souvent les moteurs. Outre l'étude mécanique, qui n'a rien de spécial, l'établissement des grues électriques soulève diverses questions importantes qui n'entrent pas dans le programme d'un cours de machines et qui forment le problème électrique proprement dit, pour lequel nous renvoyons aux ouvrages spéciaux et aux Revues d'Electricité. Les publications de mécanique renferment des exemples assez nombreux d'appareils électriques; voici quelques indications à ce sujet :

Ernst (Hebezeuge). — Ascenseurs et treuils électriques Otis et autres (p. 326 à 338); grue de fonderie par Stuckenholz (p. 443); pont roulant de fonderie par Becker (p. 526); idem p. 529; idem avec trois électro-moteurs (p. 533); idem par Riedinger (p. 534).

Portefeuille des Machines. — 1885, pl. 35-36, grue tournante de 20 tonnes des établissements Farcot. — 1895, pl. 21-22, pont roulant de 40 tonnes.

Génie civil. — Ponts roulants actionnés par courants polyphasés et par courants continus (1895, 2e sem., p. 283, 1897, 2e sem., p. 55). — Grues électriques au chantier des chemins de fer de l'Est, à Romilly-sur-Seine (1894, 2e sem., p. 97).

Mégy et Igert. — Les appareils de levage à l'Exposition de 1889. — Treuil roulant de Guyenet; grue électrique pour petits colis; ascenseur Chrétien; pont roulant de 10 tonnes Mégy, Echeverria et Bazan.

Engineering. — Pont roulant Sellers (1893-2-780); pont roulant de 150 tonnes du Creusot (1893-2-108); pont roulant de 15 tonnes (1893-1-55); cabestan électrique (1894-1-472); grue électrique du port de Hambourg (1895-1-605); pont américain de 20 tonnes avec frein à lames genre Weston (1895-1-541); élévateur Sprague (1896-2-82); pont roulant américain de 200 pieds de portée (1897-1-102); pont roulant de 150 tonnes du Creusot, avec chariot glissant par patins sur voie graissée (1898-1-325).

§ II.

GRUES HYDRAULIQUES

97. — *Mode d'application de la pression hydraulique.* — Dans la première application faite aux élévateurs des docks Albert à Liverpool en 1848, Armstrong s'est servi de cylindres à action directe ; pour donner au crochet la course suffisante, le déplacement du piston était multiplié par un système que l'on peut comparer à un palan renversé, dont le crochet serait tiré par le piston, tandis que la charge serait suspendue au brin libre. Ce système à toujours été usité depuis lors, il permet d'employer des cylindres de longueur réduite relativement à la levée à produire, le piston ayant naturellement sa section multipliée dans le même rapport.

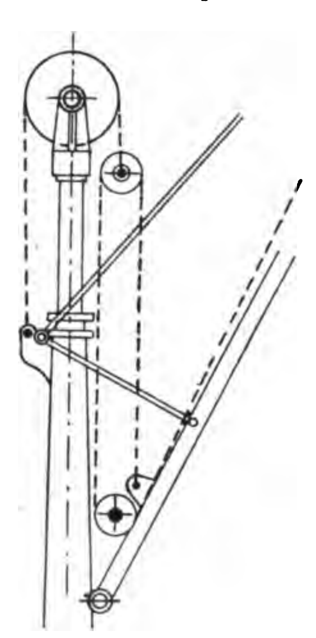


Fig. 162

La figure 162 représente un système employé autrefois dans les grues tournantes, et où la course est ainsi multipliée successivement par deux poulies mobiles, ce qui équivaut à une multiplication par 4 ; on arrive au même résultat avec un montage et un fonctionnement plus satisfaisants au moyen du palan ordinaire à poulies multiples.

98. — *Type de grue hydraulique.* — Les figures 163 à 168 (d'après les esquisses de Riedler), se rapportent à un type de grue ancienne établie par la maison Armstrong (voir aussi le *Portefeuille des Machines*, 1866, pl. 3-4). Le mécanisme moteur se compose d'un cylindre de levage incliné *a*, avec mouflage à 4 brins, dont le dernier est renvoyé au crochet en passant par l'intérieur de l'arbre de la grue, qui est en tôle à section carrée, et de deux cylindres *cc* horizontaux servant au mouvement d'orientation, cylindres pour lesquels la chaîne est continue et passe sur la roue à empreintes *b*, à laquelle elle peut communiquer un

tour entier. Pour le cylindre de levage, la course est multipliée par 4,

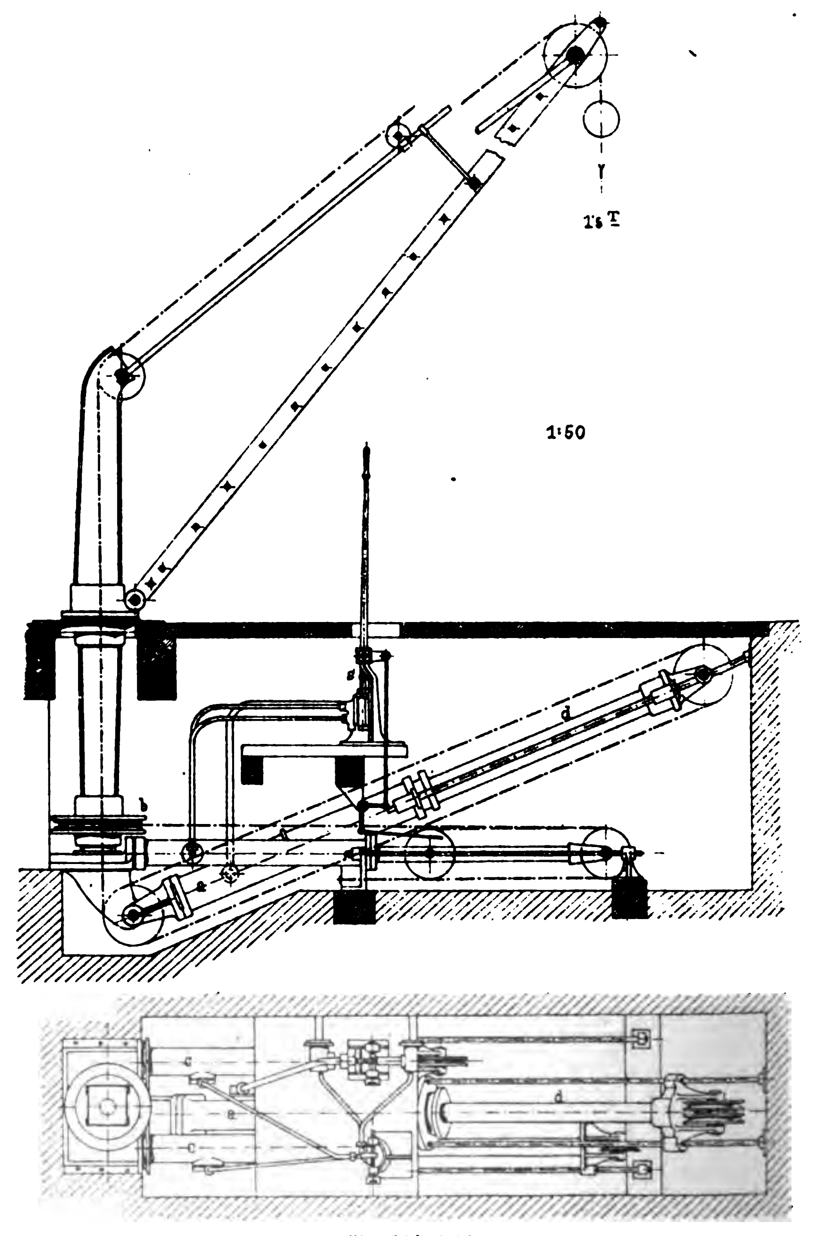


Fig. 163 et 164

tandis qu'elle est simplement doublée pour les cylindres d'orientation.

L'appareil de distribution du mouvement de levée est représenté par les figures 165 et 166 ; il se compose d'un tiroir sur lequel agit toujours

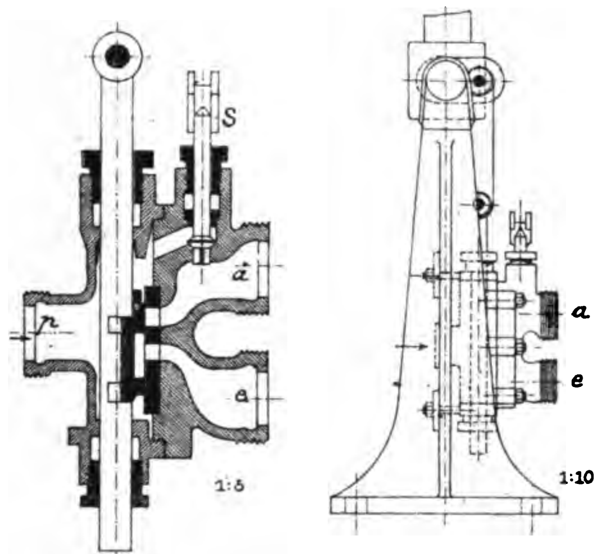


Fig. 165 et 166

la pression de la conduite par le branchement *p* ; deux lumières *a* et *e* sont percées dans la glace, l'une pour l'admission, l'autre pour l'échappement ; le tiroir est représenté dans la position d'arrêt. Lorsqu'on descend une charge, et que le tiroir est mis brusquement à l'arrêt, la vitesse acquise produit dans le cylindre un excès de pression que l'on évite en établissant une soupape de sûreté S, chargée de manière à se soulever à une pression supérieure à celle de la conduite ; le choc soulève cette soupape, et l'eau retourne dans la canalisation jusqu'au moment où la force vive est éteinte.

Les figures 167 et 168 représentent l'appareil de distribution commun aux deux cylindres d'orientation; c_1 et c_2 communiquent avec ces deux cylindres, le branchement de la canalisation aboutit en *p*. Pour la position dessinée, la pression est admise sur les deux pistons, et la rotation est arrêtée. Il n'est pas nécessaire, avec cette disposition, d'employer une soupape de choc, mais comme la grue ne peut faire qu'un tour, l'un des pistons d'orientation en arrivant à l'une ou l'autre extrémité de son tra-

jet déplace automatiquement le levier de distribution par un curseur et

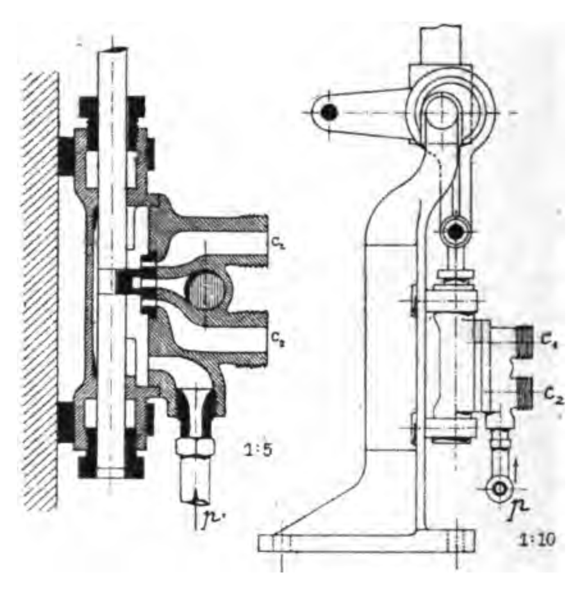


Fig. 167 et 168

des renvois de tringles, et le ramène à sa position moyenne, ces liaisons sont sommairement dessinées en trait fort dans la figure 163.

99. — *Grue à deux puissances à piston différentiel.* — Le cylindre de levage est dans ce cas muni d'un piston différentiel ; la tige qui traverse le bourrage présente une section égale à la moitié de celle du cylindre, si la petite force est moitié de la force maximum. Pour la double force, la grande face du piston, qui est la face inférieure, est mise en relation avec la pression lorsqu'il s'agit du levage et avec l'échappement quand il faut descendre le crochet; la face annulaire opposée communique alors d'une manière permanente avec l'échappement.

Pour fonctionner à demi-force, il faut laisser la face annulaire en communication avec la pression pendant le levage, l'admission se faisant sur la grande face ; pour la descente, les deux faces du piston communiquent, et la moitié du volume précédemment admis sur la grande face est transvasée sur la face annulaire, l'autre moitié passant à l'échappement. Dans ce mode de fonctionnement, la face annulaire agit comme une pompe à simple effet pour refouler dans la conduite de pression la moitié du volume dépensé sur la grande face.

Cette distribution complexe est réalisée par un ensemble de soupapes (fig. 169). La tubulure P est toujours en relation avec la conduite de pression, E communique toujours avec l'échappement. Le fonctionnement est le suivant :

Pour la grande force et pour le levage, *q* est fermée, *p* est soulevée, la pression s'établit sur la grande face par la tubulure F ; en même temps, *s* est soulevée, et la petite face *f* communique avec l'échappement. A la descente, *p* est fermée, *q* est soulevée, *s* est maintenue ouverte ;

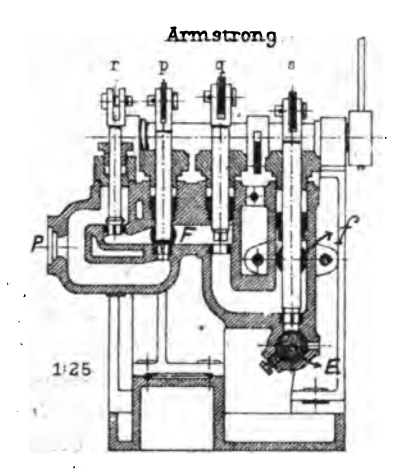


Fig. 169

c'est à la fin de la descente que la soupape de choc *r* peut fonctionner par suite de la fermeture brusque de *q*. Pour la demi-force et à la levée, *s* est fermée, *p* et *q* sont ouvertes ; à la descente, *q* est maintenue ouverte, *p* est fermée, *s* est ouverte.

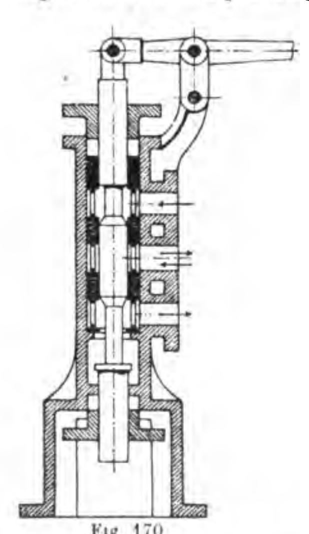
En résumé, pour la grande force, *s* est toujours ouverte, et les soupapes *p* et *q* ont des mouvements inverses ; tandis que pour la petite force, *q* est toujours ouverte et les soupapes *p* et *s* ont des mouvements inverses.

Ces manœuvres sont effectuées au moyen d'un arbre portant des cames en forme de bras, arbre qui est actionné par un seul levier pouvant occuper quatre positions différentes (*Portefeuille des Machines*, 1866); on arrive assez facilement à réaliser cette combinaison en remarquant que la quantité dont se lèvent les soupapes est facultative, et qu'ainsi une soupape peut être maintenue ouverte par deux positions différentes du levier de manœuvre.

Pour le mouvement d'orientation de la grue, la disposition décrite au numéro 98 reste applicable (1).

100. — *Grue à deux plongeurs concentriques.* — On préfère en général aujourd'hui les pistons plongeurs aux pistons ordinaires à garnitures, dont les fuites ne peuvent se traduire à l'extérieur d'une manière visible ; la double force est alors obtenue au moyen de deux plongeurs concentriques. Le plongeur central porte les poulies; il est entouré d'un second plongeur qui peut agir avec lui ou être immobilisé par des griffes dépendant d'un levier ; il y a donc deux presse-étoupes superposés. Lorsqu'on soulève une charge, si le plongeur central ne suffit pas, on rend libre le plongeur extérieur qui ajoute son effort à celui du premier (Voir fig. 171-172, plus loin).

101. — *Modifications diverses.* — Dans les appareils hydrauliques à haute pression, les distributeurs à tiroirs plans non équilibrés sont avantageusement remplacés par les distributeurs cylindriques, ou les soupapes ; la figure 170 (d'après les esquisses de Riedler) représente la distribution pour un cylindre de levage ; l'orifice central communique avec le cylindre, les orifices supérieur et inférieur avec la conduite de pression et l'échappement respectivement. Le distributeur se réduit à une broche traversant la boîte de part en part, et présentant une double gorge. Les garnitures sont en rondelles de cuir graissé maintenues en position et en pression par des manchons évidés.


Fig. 170

On simplifie considérablement l'installation des grues en disposant le cylindre de levage verticalement dans l'arbre, lequel est formé d'une caisse en tôle simplement treillissée sur ses faces d'avant et d'arrière, tandis que les flasques latérales servent au guidage de la tête du piston (ou des deux têtes dans le cas de grues à double force).

1. Voir les grues plus modernes à deux forces (3 et 5 tonnes) de la gare Saint-Lazare, qui sont à cylindre de levage vertical mais basées sur les mêmes principes, *Portefeuille des M.* 1891, pl, 5 à 8, et *Les appareils de levage* à l'Exposition de 1889 par Mégy et Igert (Paris, E. Bernard et Cie).

Les figures 171 et 172 (d'après *Engg.*, 1896-1-437), se rapportent à une grue fixe de 3 tonnes par W. Hindson et C[ie]; le bâti est formé par un soubassement conique en tôle fixé sur la fondation; l'arbre tourne dans un pivot fixe au niveau du sol, ce pivot est creux et laisse passer le raccord de la tuyauterie; au sommet, l'arbre est calé dans un collier cir-

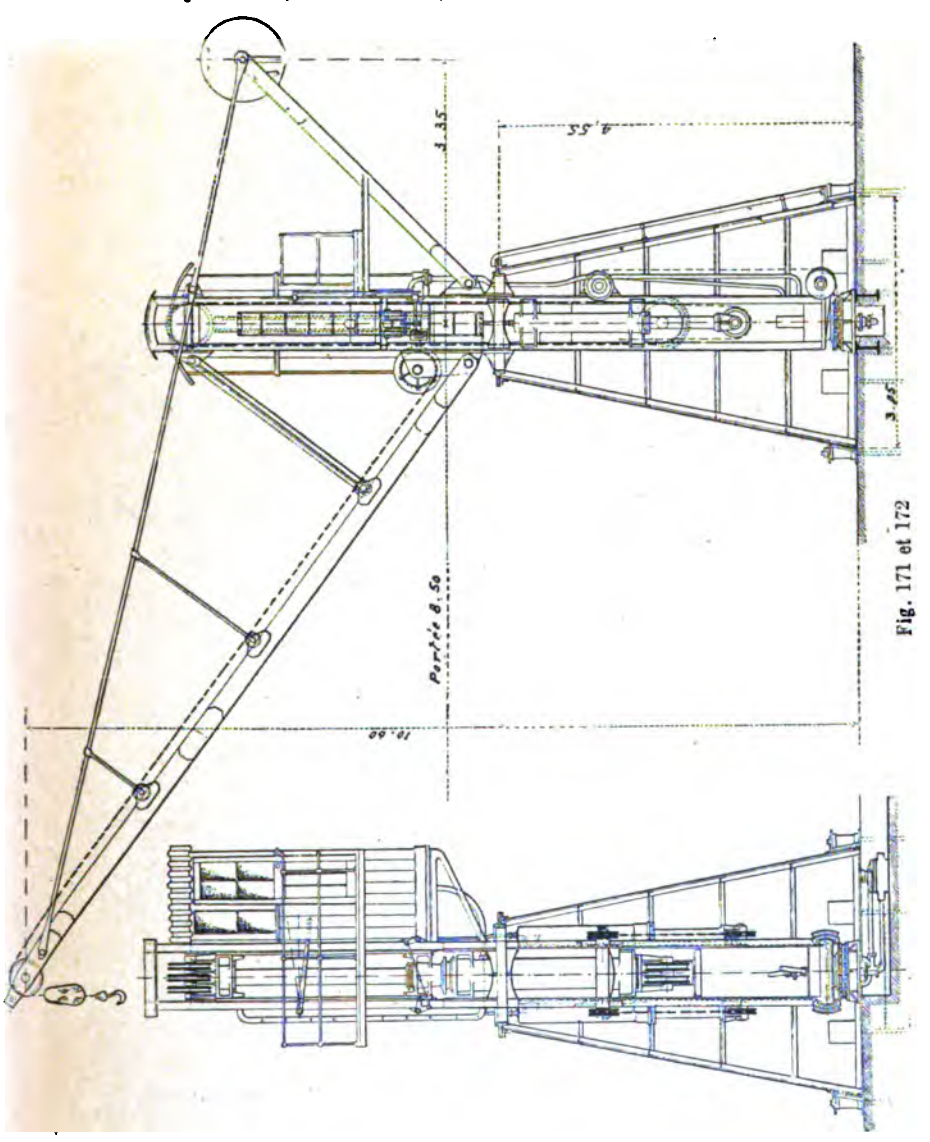


Fig. 171 et 172

culaire qui roule sur un cercle de galets verticaux. Les cylindres d'orien-

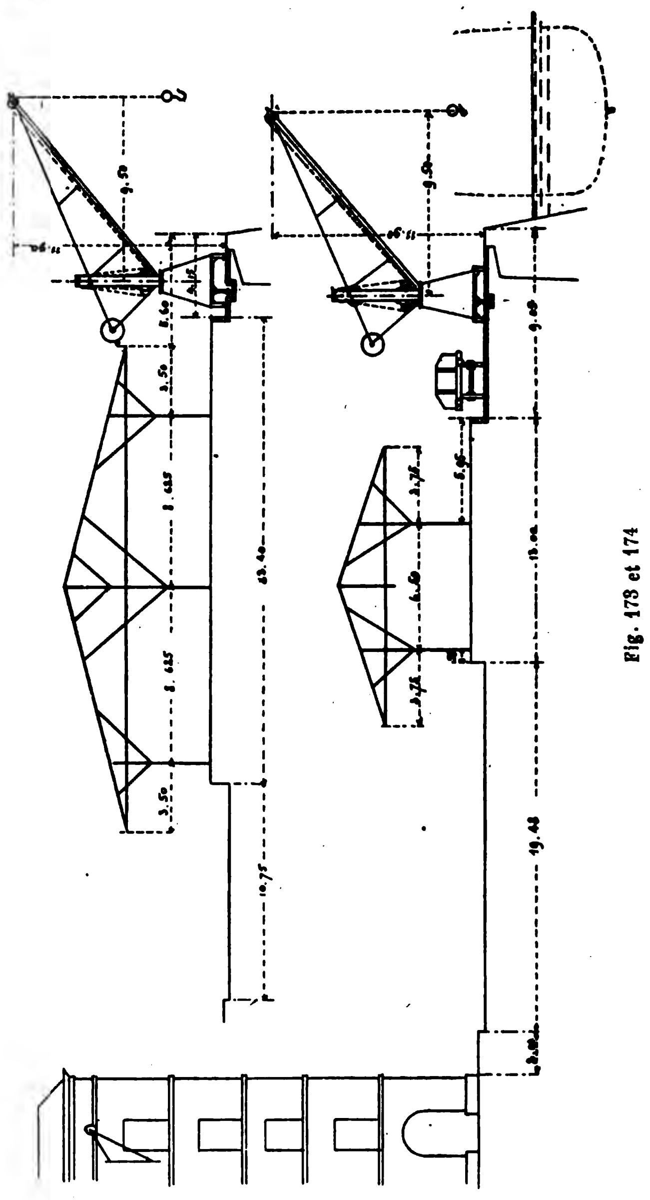


Fig. 173 et 174

tation sont montés latéralement contre l'arbre et sont entraînés dans son mouvement de rotation ; la chaîne, continue d'un piston à l'autre,

passe donc sur une couronne fixe établie sur la fondation concentriquement au pivot.

Cette grue est à deux forces (1.250 et 3.000 kilogrammes) et à deux plongeurs concentriques, d'après le système décrit au numéro précédent, la course du piston de levage est de 2 mètres environ, elle est multipliée six fois au crochet.

Les grues employées dans les ports sont mobiles ; on peut employer le même type que celui qui vient d'être décrit, mais dans lequel le bâti, au lieu d'être fixe, est porté sur deux essieux et roule sur une voie élargie. Pendant le travail, le bâti est immobilisé par des vérins qui s'appuient sur les rails et empêchent les roues de porter. Ces grues roulantes sont en relation avec la canalisation hydraulique, qui porte à cette fin des soupapes avec raccords de prise d'eau espacés régulièrement.

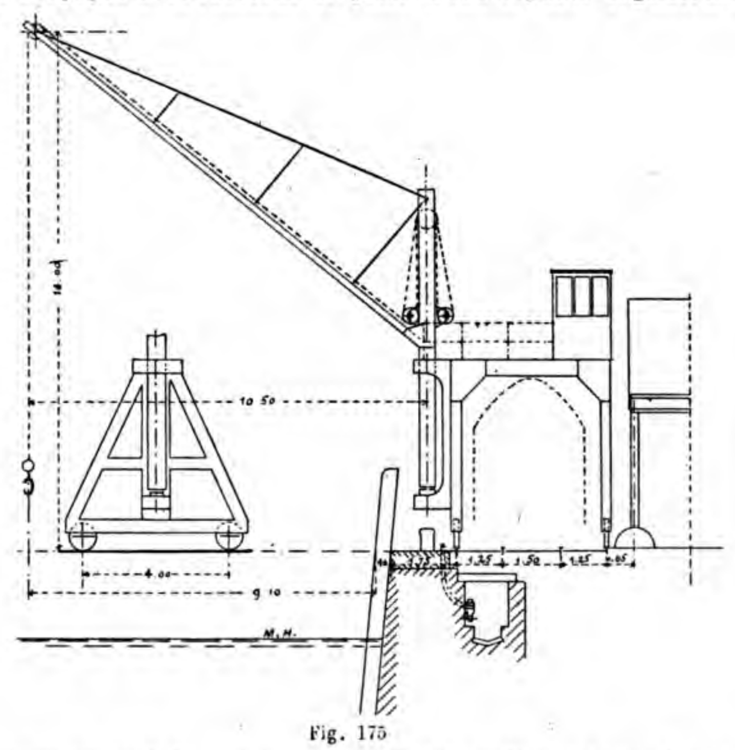


Fig. 175

La jonction est opérée par un tuyau à joint télescopique; les prises d'eau sont très rapprochées, de manière à réduire la longueur du raccord à quelques mètres.

Les cabestans hydrauliques sont avantageusement employés pour déplacer les grues le long des quais ; ils sont montés à chaque extrémité de la voie et dans l'axe, ou bien la traction est renvoyée par galets.

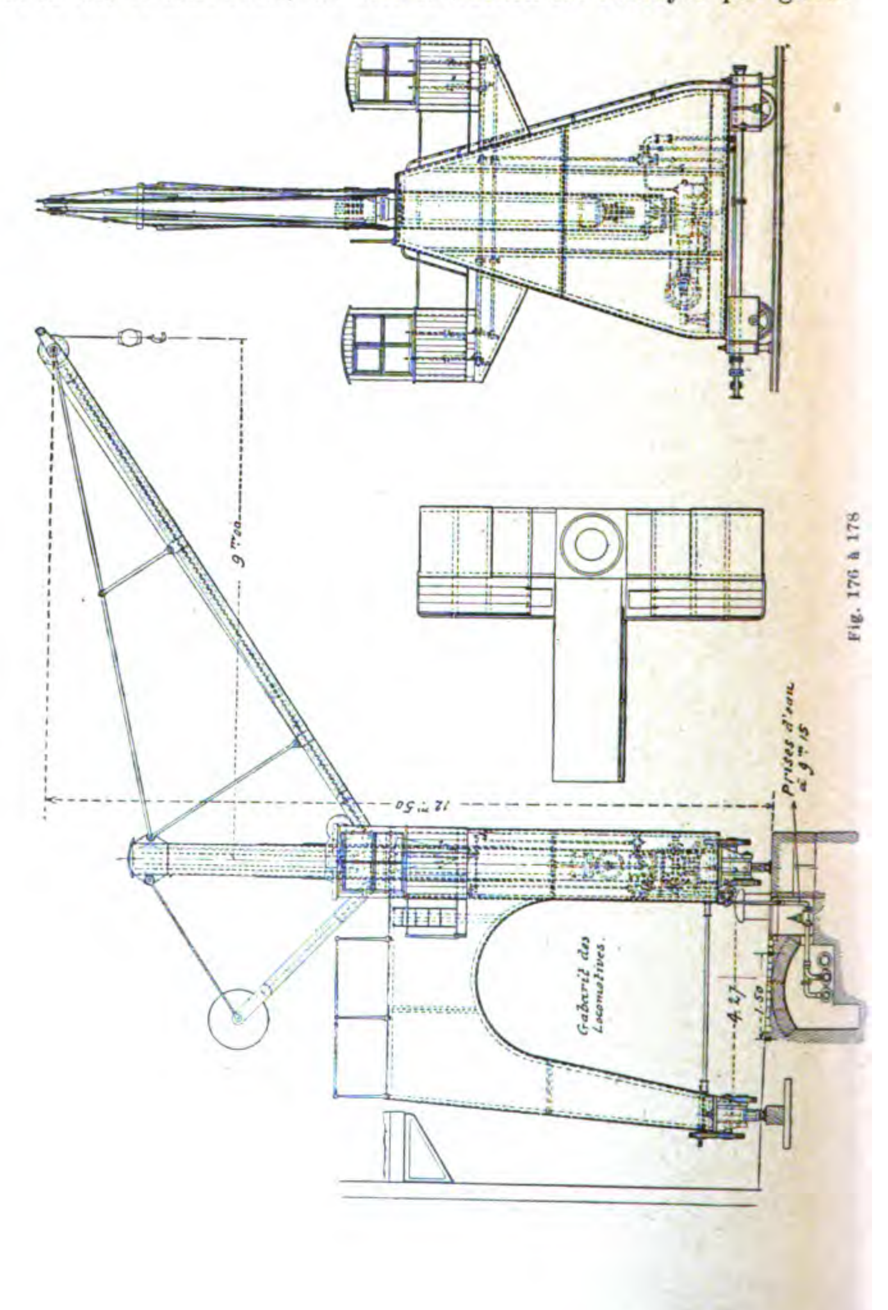


Fig. 176 à 178

Lorsqu'il s'agit de quais contournant des bassins, des plateformes sont montées à l'intersection des voies parallèles aux divers côtés.

Ce genre d'outillage, adopté dans la plupart des ports, a été créé par la maison Armstrong, à qui on doit, d'ailleurs, la plupart des types successivement adoptés par les divers constructeurs, tout au moins dans leurs grandes lignes.

Les figures 173 et 174 montrent l'installation générale des grues Armstrong sur les quais des anciens bassins à Anvers ; la course du piston de levage est de 2m,67, elle est multipliée par 6 pour donner au crochet une course de 16 mètres, l'arbre peut tourner de 270 degrés ; les bouches de prise d'eau sont espacées de 11m,50. La figure 175 donne quelques renseignements sur l'aménagement des quais de l'Escaut, pour lesquels on a disposé le bâti des grues de manière à permettre le passage d'une voie ferrée. Les cylindres d'orientation trouvent une place tout indiquée dans le caisson qui forme le haut du portique auquel la grue est adossée. Ces bâtis sont lestés du côté opposé à l'arbre.

Les figures 176 à 178 (d'après *Engg.*, 1895-2-473) se rapportent à des grues du même genre, de la force de 1.800 kilogrammes, construites par Fullerton et Cie pour les nouveaux docks de Glasgow ; la levée du crochet est de 19m,80, le plongeur du mouvement de levage a 203 millimètres de diamètre (8 pouces), et sa course est multipliée par 6. Les cylindres d'orientation sont horizontaux et fixes, les plongeurs ont 0m,61 de course et 165 millimètres de diamètre ; ils font décrire à l'arbre de la grue un angle de 270 degrés ; il y a deux cabines de manœuvre. Dans cette installation, la pression à l'accumulateur est de 51 atmosphères [1].

102. — *Sections des plongeurs, vitesses.* — Dans le calcul des sections des plongeurs, il faut tenir compte du poids du piston et de ses poulies, il faut remarquer aussi que le rendement des mécanismes ne s'élève pas à plus de 75 %, que la pression disponible à la grue

1. Voir encore *Engg.* 1882-1-333, grue tournante de quai; 1882-2-130, grues de Calcutta; 1884-1-166, grues d'aciéries; 1885-2-610, transbordeur hydraulique Neville à une seule corde pour magasin; 1891-1-89, pont roulant hydraulique; 1892-1-379, bigue à manœuvre hydraulique citée précédemment (n° 85); 1894-2-599, grue roulante de quai; 1896-1-4 4, grue de 3 tonnes à double puissance des docks de Barry; 1898-1-531, grue fixe de 25 tonnes pour l'embarquement des charbons; 1897-2-791, pont roulant de 100 tonnes sur chevalets. *Riedler* (Skizzen, etc.), donne quelques exemples de grues hydrauliques et de grues murales destinées à desservir les étages des entrepôts.

est réduite par les pertes de charge de la canalisation, et qu'enfin, lorsque le cylindre est monté très haut, il peut encore y avoir une perte d'environ 3/4 d'atmosphère lorsque le piston arrive au sommet de sa course ; on arrive en général au résultat en comptant sur la charge nette à élever multipliée par le rapport de la course du crochet à celle du cylindre, mais en supposant que la pression n'est que 60 à 65 % de celle de l'accumulateur.

Voici, à titre de renseignement, quelques chiffres relevés sur les grues de la gare d'Anvers-Bassins, la pression à l'accumulateur est de 47 atmosphères, la rotation s'étend sur 4/3 de tour ; la course du cylindre de levage est multipliée 4 fois.

Force des grues	Piston de levage		Piston d'orientation	
	diamètre	course	diamètre	course
1000 kilog.	128 m/m	1m,07	115 m/m	0m,57
1500 »	150 »	1m,075	132 »	0m,57
2000 »	170 »	1m,06	150 »	0m,59
5000 »	280 »	1m,06	120 »	1m,59
10000 »	380 »	1m,06	152 »	2m,22

Les vitesses de levage et d'orientation adoptées par la maison Armstrong sont les suivantes :

Force des grues	Vitesse de levage par seconde	Vitesse d'orientation par seconde
1000 kilog.	1m,52	1m,22
1500 »	1m,22	1m,22
2000 »	0m,92	0m,92
5000 »	0m,76	0m,46
1000 »	0m,46	0m,46

Les vitesses d'orientation données dans ce tableau sont celles mesurées à l'extrémité de la flèche.

103. — *Applications diverses de la pression hydraulique.* — L'eau à haute pression foulée par les stations centrales trouve naturellement son emploi pour une foule d'opérations accessoires telles que la manœuvre des ponts mobiles ou des portes d'écluse. On peut aussi actionner par cet agent des machines-outils exigeant de grands efforts telles que presses à forger, cisailles, poinçonneuses, riveuses, etc.; pour ces usages, la pression est en général beaucoup plus élevée. Ces applica-

tions ne rentrent pas dans notre cadre ; nous nous bornerons sur ces divers sujets aux indications bibliographiques que l'on trouvera en note, ainsi qu'aux ouvrages spéciaux, et en particulier à *Ern* (Hebezeuge) souvent cité précédemment [1].

1. 1° *Manœuvre des ponts, portes d'écluses, halage sur cale, basculeurs pour l'embarquement des charbons*, etc. :
Portefeuille des Machines, 1889, pl. 48 à 50, appareils de manœuvre des portes et vannes de l'écluse de Bougival.
Revue technique de l'Exposition de 1889, 3e partie. — Ecluses de Bougival. — Ecluse du bassin Freycinet au port de Dunkerque. — Pont roulant du bassin à flot de Saint-Malo.
Annales des T. P. de Belgique, t. XL. (1883). — Pont roulant établi sur l'Ecluse maritime du Kattendyk à Anvers.
Zeitschrift für Bauwesen. — 1895, pont tournant du port de Ruhrort (pl. 69-71). — 1896, ponts tournants du grand canal de la Baltique. — 1897, manœuvre des portes d'écluses (pl. 47-49). — Même année, pont levis à deux tabliers à Kœnigsberg (pl. 67-68).
Engineering. — 1886-2-32, *Slip* hydraulique de Cardiff. — 1889-2-68, transbordeur et plaques tournantes de la gare Saint-Lazare. — 1892-1-245, *Hydraulic Machinery of Swing Bridges*. — 1896-1-149, portes d'écluses des docks de Barry. — 1895-2-234, ponts tournants du grand canal de la Baltique. — 1897-1-733, 736, 803, ponts tournants de chemin de fer.
1879-2-204, 373. — 1884-2-140. — 1885-1-506. — 1896-1-340, 397. — 1897-2-195, 200, basculeurs de wagons.
2° *Machines-outils :*
Engineering. — 1872-2-79. — 1878-2-61, 270. — 1887-1-490, riveuses hydrauliques Tweddell. — 1873-1-286, cisaille pour couper les fortes chaînes d'ancre. — 1879-1-67, cisaille Tweddell. — 1880-2-535, riveuse de Fielding et Platt. — 1881-2-138, presse à emboutir. — 1885-2-250, riveuse Higginson. — 1885-2-523, 537, outillage employé au pont du Forth. — 1886-2-80, 221, poinçonneuse et riveuse. — 1886-2-589, presse pour la fabrication des roues. — 1887-1-130. — 1887-2-295, foreuse employée à Toulon. — 1887-2-531, riveuse Stephens et Clark. — 1887-2-649, cisaille de 1000 tonnes. — 1890-1-213, 239, outillage employé au pont du Forth. — 1890-2-689, machine pour plier les tôles de quille des navires. — 1896-2-422, riveuse. — 1897-2-557, presse à forger de 8000 tonnes des aciéries Vickers à Sheffield.
3° *Machines diverses :*
Engineering. — 1881-2-236. — 1889-2-32, 332. — 1896-1-314. — 1896-2-355, appareils pour la manœuvre des aiguilles et signaux de chemins de fer. — 1888-1-165, perforation des roches. — 1884-1-335, 357. — 1890-1-488, 492, appareils hydrauliques employés à bord des navires. — 1897-1-466, appareils pour manœuvrer la machinerie du théâtre « *Lyric* » à Londres.

CHAPITRE IV

Ascenseurs.

104. — On désigne sous le nom d'*ascenseurs*, et quelquefois sous celui d'*élévateurs*, des appareils servant à soulever des charges sur un plateau ou dans une cage, guidés dans un puits presque toujours vertical. Ces machines peuvent être actionnées à bras d'hommes au moyen de l'une des nombreuses variétés du treuil; elles sont dans la plupart des cas manœuvrées mécaniquement, et l'on peut alors avoir l'une des catégories suivantes :

1° Ascenseurs mus par transmissions ou par un moteur spécial, qui peut être à vapeur, à gaz, à air comprimé, hydraulique ou électrique.

2° Ascenseurs à pression hydraulique directe.

3° Ascenseurs actionnés par pression hydraulique dans lesquels la cage est reliée au piston par un mouflage.

Les ascenseurs peuvent servir à un usage spécial exclusif de tout autre; tels sont ceux que l'on emploie à élever les wagons entre des voies se trouvant à des niveaux différents, ou ceux qui dans certains cas remplacent dans les canaux les chaînes d'écluses accolées. Quelques ascenseurs d'importance exceptionnelle ont été construits récemment pour faire passer d'un bief à un autre des bateaux de tonnage plus ou moins fort (1).

Outre les appareils analysés dans ce chapitre, on emploie pour la

1. Les plans inclinés ont d'abord été employés pour faire franchir aux bateaux des différences de niveau plus ou moins grandes; tels sont ceux du canal Morris établis vers 1830 aux Etats-Unis, et ceux plus récents du canal de l'Oberland prussien. Un plan incliné a encore été établi il y a peu d'années à Meaux, pour relier le canal de l'Ourcq et la Marne (*Mémoires de la Société des Ingénieurs Civils*, avril 1892). Consulter sur ce sujet le remarquable mémoire de M. Hirsch (*Notice*, etc., Paris, Imp. Nationale), dans lequel sont écrits et analysés les ascenseurs de bateaux de tous systèmes employés avant la construction des grands appareils modernes.

manutention de matières divisées ou fragmentées, telles que charbons, grains, etc., des élévateurs basés sur d'autres principes et qui opèrent directement sur la matière sans qu'elle doive être contenue dans des bennes ou des wagons. Ces machines comportent souvent des chaines ou des courroies à godets ; on les trouve sous leur forme la plus complète dans les établissements d'entreposage usités depuis longtemps aux Etats-Unis sous le nom d'*elevators*, et qui sont adoptés dans quelques grands ports européens. L'élévation se complique ici de pesages automatiques multipliés ainsi que de transports horizontaux parfois très étendus et dans des directions diverses, transports qui s'effectuent au moyen de larges courroies roulant sur des galets. Toutes les machines servant à ces manutentions sont avantageusement commandées par une station centrale de force motrice hydraulique ou autre ; les élévateurs établis à Anvers sont desservis par moteur à vapeur et par un fort moteur à gaz pauvre.

Pour les grains, l'élévation et les transports s'opèrent aussi à l'air comprimé, celui-ci agissant par entrainement, comme dans les appareils à jet. Il n'entre pas dans notre programme d'étudier des appareils aussi spéciaux [1].

105. — Si l'on excepte les appareils spéciaux, les ascenseurs comportent un certain nombre de dispositions communes en vue d'assurer la sécurité, dispositions qui sont réunies au plus haut degré lorsqu'ils doivent servir à la circulation des personnes, comme les ascenseurs d'hôtels, ceux des *buildings* à nombreux étages que l'on établit aux Etats-Unis, etc. Ainsi, il ne faut pas qu'en cas de fausse manœuvre la cage puisse dépasser les limites de sa course ; une trop grande vitesse de descente ou même d'ascension donnerait lieu à des chocs dangereux aux points d'arrêt et surtout au sommet et au bas de la course ; lorsque la cage est suspendue au moyen d'un ou plusieurs câbles, il faut prévoir le cas où ils viendraient à se rompre et disposer des

1. Voir la note en appendice à notre mémoire sur les services réguliers de la « Red Star Line » (*Annales des Ingénieurs de Gand*, 1883), et divers articles d'*Engineering*, notamment sur les élévateurs à charbon : 1882-2-87 et 1895-2-107, ce dernier décrit l'installation employée à l'usine à gaz de Glascow ; des élévateurs à grains de divers systèmes sont décrits dans le même recueil ; élévateur Dow à Brooklyn (1883-2-363), élévateur amovible Lyster pour le déchargement des navires (1886-1-344), élévateur pour transbordement des cargaisons de grains (1886-2-421), élévateur à grains pneumatique (1893-2-59).

moyens d'arrêt ou parachutes automatiques du genre de ceux employés dans l'exploitation des mines. Pour les ascenseurs de magasins, il est très utile aussi d'immobiliser le plateau pendant qu'il est arrêté aux différents étages pour le chargement ou le déchargement; on le fait alors reposer sur des taquets manœuvrés au moyen de leviers; de cette manière, non seulement l'immobilité du plateau est assurée, mais les cordes ou les chaînes de suspension sont affranchies des efforts qui résultent d'une brusque mise en charge.

Il faut enfin que dans les ascenseurs destinés aux personnes, on prenne la précaution de fermer au moyen des portes amovibles les ouvertures qui donnent accès de la cabine aux paliers des étages ou du rez-de-chaussée; il existe des dispositifs pour ouvrir et fermer automatiquement ces portes.

Dans presque tous les cas, et cette règle ne souffre jamais d'exception pour les ascenseurs de personnes, la manœuvre est sous le contrôle d'un homme placé dans la cabine, qui peut produire l'arrêt, l'ascension ou la descente en agissant sur une corde de renvoi (1).

§ I

ASCENSEURS MUS PAR ARBRES

106. — On équilibre le poids mort de la cage au moyen d'un contrepoids en fonte, plat, de forme rectangulaire, guidé dans un compartiment du puits (fig. 179) ; le treuil, placé au-dessus de l'étage le plus élevé, est actionné par une transmission dépendant d'une ligne d'arbres.

Une disposition simple et ingénieuse de treuil, applicable surtout à de

1. Voir pour le détail des cages, parachutes, taquets de support, portes des paliers d'arrêt etc.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften, 4e vol., chap. XIII. p. 85 et suiv.; ce chapitre a été rédigé en 1890 par Lincke et Gutermuth, on y trouvera un exposé succinct de tous les systèmes d'ascenseurs.

Aux Etats-Unis, on trouve un assez grand nombre d'ascenseurs dont le treuil est commandé par un moteur à vapeur spécial à deux cylindres placé sous la dépendance de la corde de manœuvre; on trouvera des renseignements sur ces appareils ingénieusement disposés dans les articles de M. Gutermuth parus dans le *Zeitschrift* V.D.I., années 1893-94, ainsi que dans la *Revue* de G. Richard (*Bulletins de la Société d'Encouragement*, 1894).

faibles charges, a été imaginée par Weismuller (fig. 180) ; le pignon p qui commande la roue du treuil est calé avec la poulie P sur un arbre a dont les deux paliers sont montés sur une fourche F pivotant autour de l'arbre du treuil ; sur la poulie P passe une courroie qui est tendue lorsqu'on relève la fourche en exerçant une traction sur la corde de manœuvre c, et qui est détendue lorsque cette corde est abandonnée, auquel cas la poulie P repose sur un sabot de frein.

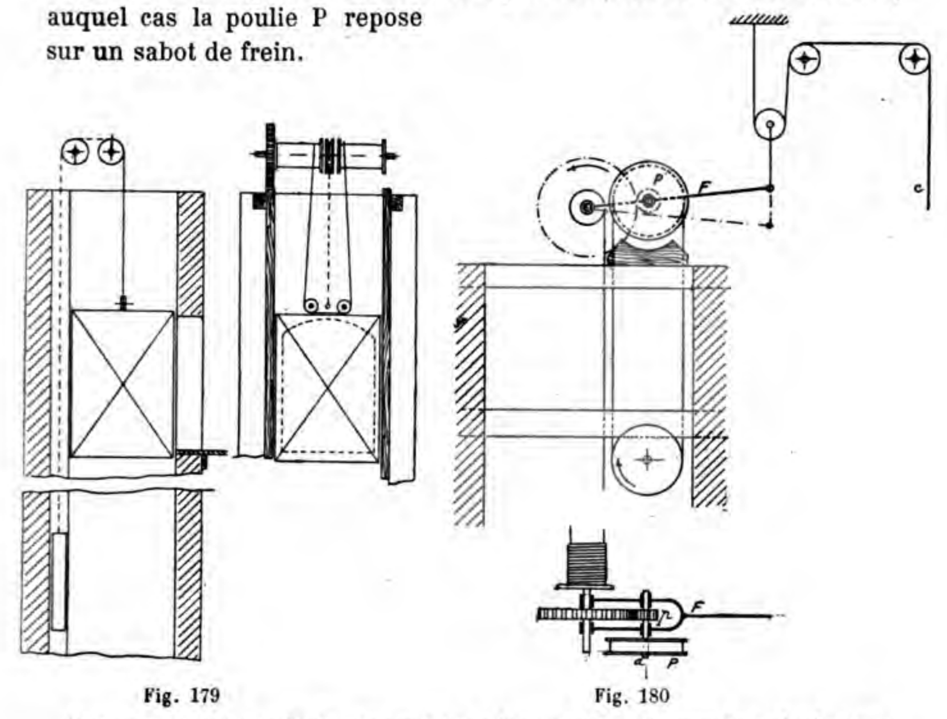


Fig. 179 Fig. 180

Dans ce système, la force motrice n'est appliquée que lors du levage, la descente se fait au frein ; on ne peut donc équilibrer totalement le poids mort, puisque les résistances passives doivent être vaincues lors de la descente à vide.

Lorsque la descente se fait au moteur, la transmission comporte généralement deux poulies folles séparées par une poulie fixe commandée par courroies ouverte et croisée (fig. 181), ce qui permet de produire l'arrêt ou la marche dans les deux sens ; le dispositif doit être complété par un frein, puisque toute action du moteur sur la cage est supprimée lorsque les deux cour-

Fig. 181

roies sont sur les poulies folles. La corde de manœuvre agit sur la tringle qui déplace les fourches des courroies, et celle-ci est reliée à un frein à bande maintenu ouvert par un contrepoids, lequel est soulevé lorsque la tringle occupe sa position moyenne [1].

Lorsque la descente s'effectue au moteur, il y a avantage à ce que le contrepoids dépasse le poids mort si la descente se fait habituellement à vide, afin d'égaliser les travaux dans les deux sens. Dans ce cas, la *différence* des tensions des deux brins ne représente d'ordinaire qu'une fraction assez faible de la tension du brin le plus chargé, et l'on peut remplacer le treuil à enroulement par une ou plusieurs poulies qui entraînent le câble par frottement ; on y trouve l'avantage d'exercer une traction bien verticale, qui supprime tout effort latéral sur les guides.

107. — *Ascenseur de Becker à double frein automatique.* — Cet appareil est représenté par la figure 182 (d'après les esquisses de Riedler) ; il peut être considéré comme l'un des types les plus parfaits d'ascenseurs mus par transmission.

Le treuil est actionné par pignon et roue dentée au moyen de la poulie P ; une roue à rochets, faisant corps avec le pignon, est toujours entraînée avec l'arbre *a*, dont elle possède le sens de rotation. Le cliquet, constamment en prise avec la roue à rochets, est articulé sur la poulie du frein *b*, laquelle est folle sur l'arbre. Le frein est normalement serré, et le cliquet permet la rotation du pignon qui produit l'enroulement, c'est-à-dire le mouvement de levage. Lorsqu'on fait passer la courroie sur la poulie folle, la descente n'a lieu que pour autant que le levier du frein différentiel soit soulagé.

La corde de manœuvre agit donc sur la roue *r*, dont l'arbre commande la courroie par l'intermédiaire d'une manivelle et d'une tringle (visibles à gauche de la figure) ; sur le même arbre se trouve un pignon, qui actionne par une crémaillère verticale le levier du frein.

Les connexions sont établies de manière que la rotation imprimée à la roue *r* produise d'abord le passage de la courroie sur la poulie folle ; si l'on continue à agir sur la corde de manœuvre, le frein est desserré. Lorsqu'on tourne la roue *r* en sens contraire, les mêmes phases se représentent dans l'ordre inverse.

Cet ascenseur est complété par un ou deux freins-régulateurs auto-

1. Un ascenseur de cette espèce est détaillé dans *Ernst* (ouv. cité), pl. 11.

matiques basés sur l'action de la force centrifuge, freins analogues à

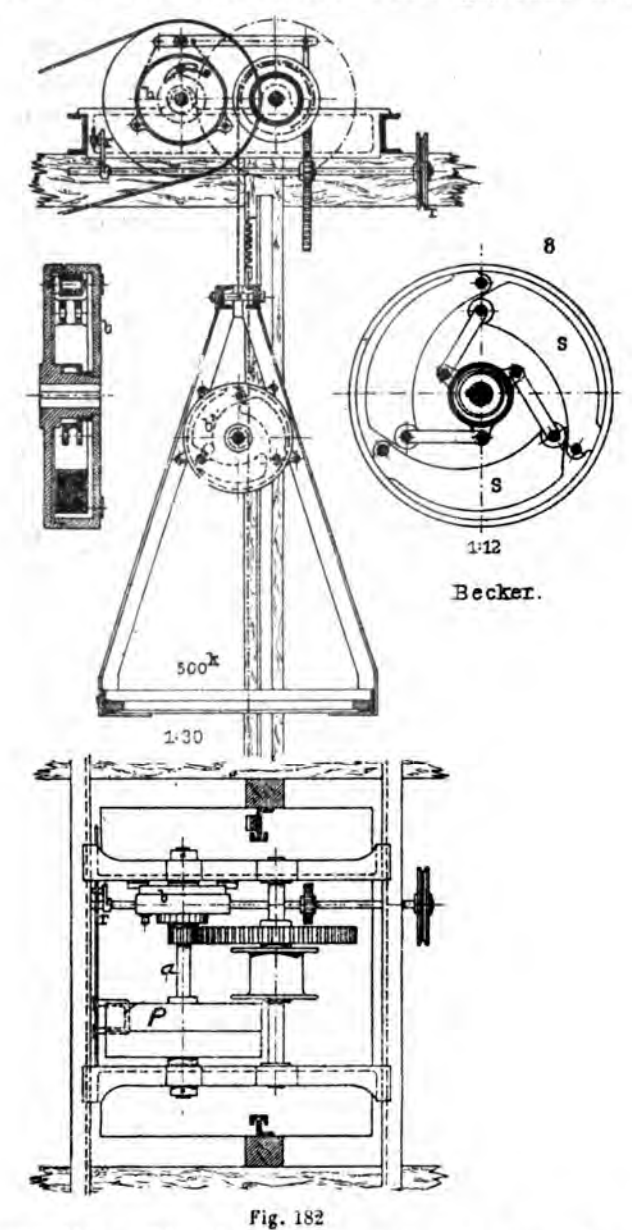


Fig. 182

celui du treuil Mégy (74). L'un de ces appareils est monté sur l'arbre

du pignon ; il comprend une couronne fixe appliquée contre l'une des traverses du bâti et qui présente une jante creuse à l'intérieur de laquelle se meut la partie mobile du régulateur, suffisamment décrite par les figures de détail. Les trois masses *s* sont reliées par des bielles à un manchon concentrique au moyen du plateau mobile ; ce manchon est retenu par un ressort en spirale dont l'objet est de ramener les masses vers le centre tant que la vitesse reste en dessous d'une certaine limite. Le régulateur n'agit donc qu'à la descente et lorsque cette vitesse est dépassée ; il serait d'ailleurs sans effet si la corde venait à se rompre, c'est pourquoi un frein semblable *b'*, est disposé sur l'un des côtés de la cage ; le frein régulateur *b'* est commandé par un pignon engagé dans une crémaillère appliquée contre la face de l'un des guides.

Cet ensemble de précautions est encore complété, pour le cas où la cage atteindrait le sommet de sa course, par une butée non représentée sur les figures, et qui vient actionner la crémaillère dépendant de la roue de manœuvre *r* [1].

108. — *Remarque sur l'équilibrage.* — Il ne serait possible d'équilibrer rigoureusement le poids mort de la cage que si les chaînes ou les câbles de suspension de la cage et du contrepoids avaient un poids nul, car la longueur de ces brins étant variable, l'équilibre ne peut exister que pour une position : de préférence celle pour laquelle la cage est au sommet du puits ; pour toute autre position, le brin de la chaine de suspension de la cage s'allonge tandis que celui qui soutient le contrepoids se raccourcit.

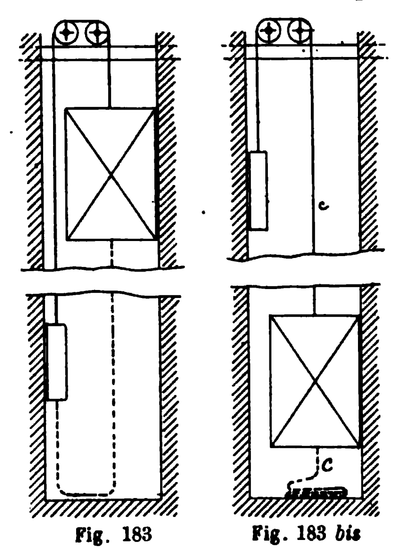


Fig. 183 Fig. 183 *bis*

On peut remédier à cet état de choses et réaliser un équilibrage parfait en complétant le circuit de la chaîne comme l'indique la figure 183,

1. Voir *Ernst* (ouv. cité), p. 303.
On trouvera encore quelques ascenseurs mus par transmission dans le *Portefeuille* des machines, 1880, — pl. 31-32 ; 1882, — pl. 21-22 ; 1884, — pl. 33-34, avec moteurs hydrauliques à basse pression Mégy. Voir dans le même recueil le monte-charges de M. Duquesnay à deux plateaux équilibrés permettant de desservir plusieurs étages, avec faculté de régler indépendamment les limites de la course de chaque plateau (1885, pl. 35-36).

ou en suspendant à la cage une chaîne C dont le poids par mètre courant est double de celui du câble *c* (fig. 183 *bis*) : cette solution est quelquefois employée, elle n'est pas sans inconvénients au point de vue du bruit.

Les ascenseurs hydrauliques admettent d'autres modes d'équilibrage (Nos 112 à 114).

§ II.

ASCENSEURS HYDRAULIQUES A ACTION DIRECTE [1]

109. — La cage est supportée par un piston plongeur dont la course est égale à la hauteur d'ascension (fig. 184) ; l'eau motrice est prise à une conduite de pression par le branchement *p* ; l'évacuation se fait par le tuyau *e*. La distribution est opérée par un tiroir ou par un robinet à deux voies D, manœuvré de la cabine par une corde sans fin.

Il y a deux cas à considérer, suivant que l'eau est à pression ordinaire comme lorsqu'elle est prélevée sur une conduite de distribution urbaine, ou qu'elle est à haute pression, comme dans le cas des distributions spécialement établies pour fournir la force motrice.

110. — *Ascenseurs ordinaires.* — La cage est le plus souvent équilibrée, au moins partiellement ; le poids à élever se compose de la charge nette P, et des poids morts non équilibrés Q. L'appareil doit satisfaire à deux conditions : 1° lors de l'ascension, la cage chargée doit pouvoir atteindre sa position la plus élevée, la pression restant encore suffisante pour vaincre les frottements ; 2° à la descente, la cage doit pouvoir atteindre à vide le bas de sa course, le poids Q dépassant la pression sur le plongeur d'une quantité égale aux résistances du mouvement.

La conduite de pression peut être assimilée à un réservoir R placé à une hauteur couvenable et de niveau constant M ; la conduite d'échap-

1. Nous ne décrivons pas les ascenseurs, en général très simples, employés pour le levage des wagons, ils sont à course modérée ; il n'y a pas grand intérêt à leur appliquer les systèmes compensateurs qui sont étudiés dans ce paragraphe et dont le but est d'équilibrer la perte de poussée du piston pendant qu'il s'élève.

Voir *Ernst*, ouvrage cité, ainsi que le monte-wagons de 15 tonnes de la gare Saint-Lazare (*Portefeuille des M.* 1889, pl. 33 à 36).

pement évacue à l'air libre au niveau N ; les pressions motrices et résistantes sont données par les abscisses des lignes inclinées MM' et NN'

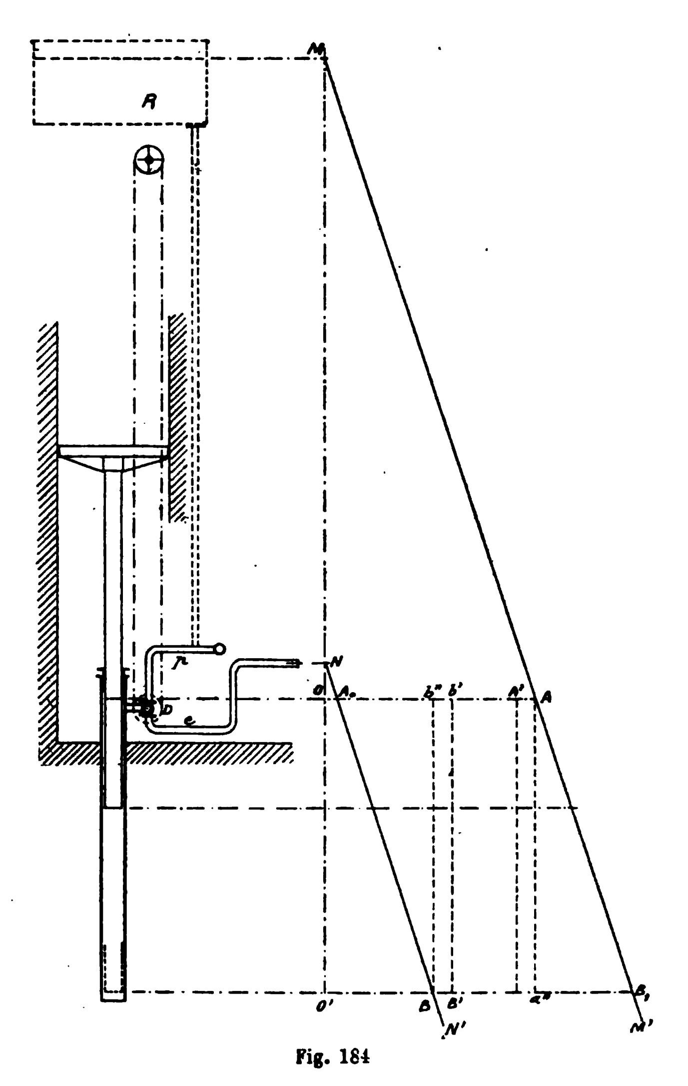


Fig. 184

comptées à partir de l'axe OO'. La zône utile du diagramme est comprise entre les deux horizontales passant par les positions extrêmes de la base du plongeur.

Si l'on appelle ω la section du plongeur, et F la somme des résistan-

ces passives de tous genres qui s'opposent à son mouvement, on devra avoir

$$OA \overset{=}{>} \frac{P+Q+F}{\omega} \quad \text{ou} \quad OA - \frac{F}{\omega} \overset{=}{>} \frac{P+Q}{\omega}$$

$$O'B \overset{=}{>} \frac{Q-F}{\omega} \quad \text{ou} \quad O'B + \frac{F}{\omega} \overset{=}{>} \frac{Q}{\omega}$$

Portons :

$$AA' = BB' = \frac{F}{\omega}$$

Menons par B' la verticale B'*b*', il est facile de voir que l'on aura, en retenant dans les conditions précédentes le signe d'égalité seulement :

$$O'B' = \frac{Q}{\omega}, \quad b'A' = \frac{P}{\omega}$$

Comme P est donné, la seconde condition déterminera ω, et la première donnera Q, c'est-à-dire la portion du poids mort qui ne pourra être équilibrée.

On voit que le problème est complètement déterminé par la hauteur d'élévation, les niveaux des points M et N, la position en profondeur du cylindre de l'ascenseur et la charge nette à soulever.

En admettant que $\frac{F}{\omega}$ soit indépendant du diamètre, ce qui n'est pas vrai, on voit que si la charge nette à soulever figure comme seul élément variable, le poids mort qui ne peut être équilibré varie proportionnellement à P.

La dépense d'eau est proportionnelle à la course et à la section du plongeur, c'est-à-dire à P, car *b*'A' est constant et l'on a

$$\omega = \frac{P}{b'A'}$$

La course restant constante, on peut imaginer que le cylindre soit abaissé plus on moins profondément dans le sol de manière à changer les limites du trajet effectué par la base du plongeur ; les deux horizontales OO' se déplaceront tout en restant à la même distance et il est visible que la section du plongeur ne change pas, mais que la partie non équilibrée Q du poids mort augmente lorsque le cylindre est établi plus bas et diminue dans le cas contraire, sans que cette circonstance altère pourtant le rendement (112).

Les renseignements suivants, donnés par M. Grenier, pourront être utiles (1) :

Le frottement d'un bourrage en chanvre peut être pris égal en moyenne à 7 % de l'effort exercé par le piston ; pour les garnitures en cuir embouti, on aurait :

$$\frac{F'}{E} = \frac{4}{10d}$$

F' est le frottement du cuir, E l'effort exercé par l'eau sur le piston, d le diamètre du plongeur en centimètres ; d'après cette règle, le frottement serait proportionnel à la pression de l'eau par unité de surface et au diamètre du plongeur, ce qui paraît rationnel pour la garniture en cuir embouti.

Les frottements désignés plus haut par F comprennent encore les résistances des guides de la cage, la raideur des câbles des contrepoids lorsqu'ils existent, le frottement des pivots des poulies de renvoi, etc., que l'on pourra évaluer approximativement d'après la perfection du montage.

Il importe aussi d'observer que la sécurité des manœuvres exige que la force ascensionnelle ne soit pas annulée au sommet, la cage étant en charge, et que le système descendu à vide au bas de sa course conserve un excès de poids non équilibré par la poussée.

En d'autres termes, il faudra établir les calculs en comptant sur des frottements plus élevés que ceux qui se produiront en réalité, aussi bien à la levée qu'à la descente. Cette circonstance réduit le rendement déjà assez faible pour ce genre d'ascenseurs (112).

Lorsque les ascenseurs hydrauliques dépendent d'une conduite de distribution, on se met quelquefois à l'abri des arrêts en établissant à un niveau élevé un réservoir alimenté par la conduite.

On peut aussi remplacer l'eau des conduites par des réservoirs placés dans le sous-sol et comprenant une bâche pour l'eau de décharge et un réservoir fermé dans lequel l'eau est maintenue sous pression par une chambre d'air comprimé. Il faut alors un moteur spécial actionnant une pompe qui aspire l'eau de la bâche pour la refouler au réservoir fermé.

On peut même supprimer le moteur si l'on dispose d'une canalisation

1. L'ascenseur hydraulique à action directe, par W. Grenier (*Recueil inaugural de l'Université de Lausanne*, 1893).

d'air comprimé ; dans ce cas l'eau fait retour au réservoir et sert indéfiniment, la corde de manœuvre met en communication le réservoir avec la canalisation d'air comprimé ou avec une tubulure d'échappement.

111. — *Modifications diverses.* — Lorsque la pression s'élève, et que la charge reste néanmoins modérée, comme dans la plupart des ascenseurs destinés à la circulation des personnes, la section du plongeur diminue, et il devient bientôt trop faible pour résister comme pièce longue chargée à ses extrémités. On a eu recours pour éviter cette difficulté à différents moyens.

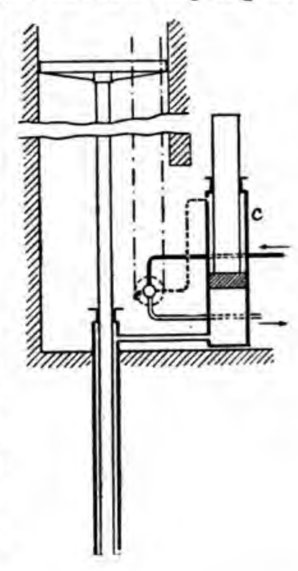


Fig.185

Une première solution consiste à réduire la pression au moyen d'un cylindre à piston différentiel C, figure 185 ; la distribution est placée au point *e* et agit sur la capacité annulaire du cylindre.

On peut aussi employer comme piston de levage une tige tubulaire ouverte à sa partie inférieure et fermée par le haut au niveau de son assemblage avec le plateau supportant la cage. Dans ce système, une partie de l'effort est appliqué directement au plateau ; le piston n'est plus soumis qu'à un effort longitudinal dépendant de la section du métal. Lorsque la pression n'est pas très élevée, il peut même arriver que le poids du piston soit supérieur à l'effort qu'il reçoit à sa base, son assemblage avec le plateau est alors sollicité par extension, c'est-à-dire que l'excès du poids sur la poussée est suspendu à la cage.

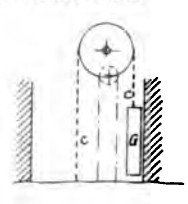
L'installation du cylindre exige le forage d'un puits, ce qui n'est pas toujours facile dans une construction déjà existante ; ces puits sont tubés, l'intervalle entre le sol et le tube est rempli le cas échéant par un béton de ciment. Le cylindre est établi dans le tube avec le jeu nécessaire pour éviter tout contact et tout défaut de direction.

On a imaginé de construire des ascenseurs sans puits ; le cylindre est de faible longueur, et muni de pistons emboîtés l'un dans l'autre formant un système télescopique. Le système exige de nombreuses gar-

nitures, il est nécessairement moins robuste que celui à piston simple (¹).

112. — *Equilibrage.* — Le rendement d'un ascenseur disposé comme celui de la figure 184 est le rapport du travail net d'élévation du poids P au travail absolu de l'eau dépensée ; il est facile de voir qu'il est donné par le rapport des segments *b*'A' et A_0A ; il peut s'élever par la diminution des frottements, mais ne saurait dépasser le rapport des segments *b*''A et A_0A. Ce rendement s'élève encore lorsque le niveau du point M est plus haut ; il diffère toujours néanmoins de l'unité même si on néglige les frottements, parce que les lignes NN' et MM' sont inclinées.

On peut traduire ces conséquences autrement en remarquant que si l'on néglige tout frottement, le travail utilement produit est représenté par la surface *b*'' A *a*'' B, le travail total dépensé est représenté par le parallélogramme A_0 A B_1 B. Pendant le levage, le travail *a*'' B_1 A est dépensé en pure perte, parce que la poussée au bas de la course est en excès sur le poids à soulever; à la descente, le poids n'est pas équilibré par la pression statique de la colonne d'eau si ce n'est à la fin, au fur et à mesure que l'immersion du plongeur augmente.



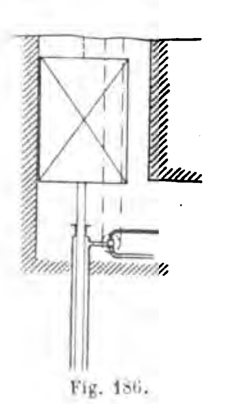


Fig. 186.

Il est possible de réaliser des systèmes entièrement équilibrés, dans lesquels une compensation automatique s'établit, pour toutes les positions, entre la poussée variable sur le plongeur et le poids total de la charge et des organes mobiles.

L'équilibrage Edoux (fig. 186) est celui qui se présente le plus naturellement à l'esprit ; la cage et le plongeur sont équilibrés par un contrepoids G, la chaîne de renvoi *cc* est choisie de manière à ce que son poids par mètre courant soit la moitié du poids de la colonne d'eau de même hauteur et dont la section serait celle du plongeur.

Ce système a cependant des inconvénients pratiques, les organes d'équilibrage augmentent les masses à mettre en mouvement au départ et

1. Voir l'ascenseur système Samain établi à l'hôtel du Rhin et dans l'annexe Nord de l'Hôtel de Ville de Paris, *Portefeuille des M.*, 1889, pl. 9-10.

aggravent les chocs lors de l'arrêt; dans le cas d'une fermeture brusque pendant la levée, l'inertie des pièces peut détacher le piston de la colonne liquide, au moins momentanément, et mettre l'assemblage entre le piston et le plateau en état de tension ; la rupture de cet assemblage ou du piston dans sa région supérieure est très dangereuse, surtout si cet accident se produit lorsque la cage est peu chargée et se trouve assez haut, parce que l'équilibrage devient alors prépondérant, et que la cage est lancée au sommet de sa course (1).

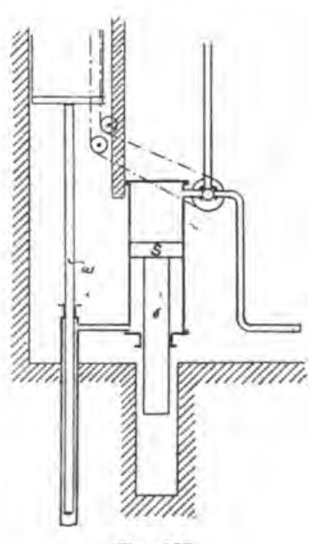


Fig. 187.

113. — *Ascenseur Cramer.* — L'ascenseur Heurtebise (2) présente un mode d'équilibrage dans lequel le système compensateur augmente progressivement la pression de l'eau lorsque la cage s'élève; il est exempt des dangers signalés au paragraphe précédent. L'appareil Cramer est plus simple, et réalise les mêmes avantages, il est représenté schématiquement par la figure 187, où l'on voit qu'il comporte un cylindre auxiliaire muni d'un piston différentiel ayant les sections S et s ; le poids de ce piston est réglé de manière qu'il équilibre plus ou moins les poids morts, nous supposerons d'abord cet équilibrage complet. Si l'on désigne par ω la section du plongeur qui soutient la cage, on voit que le déplacement des pistons différentiels est multiplié pour le plateau dans le rapport de $S - s$ à ω, il en résulte que si le système auxiliaire descend de la hauteur y, la cage s'élève de

1. Un grave accident dû à cette cause s'est produit autrefois dans l'un des grands hôtels de Paris et a amené une série de dispositifs nouveaux.
Voir un type très bien étudié d'ascenseur Edoux dans l'ouvrage cité de *Ernst*, pl. 58; cet auteur lui attribue un rendement de 0,44 environ.

2 P. I. *d'Armengaud*, 1881, pl. 47. L'idée d'employer un cylindre auxiliaire dans le but d'éviter l'équilibrage par des contrepoids agissant sur des chaînes attachées au sommet de la cabine se trouve pour la première fois dans des ascenseurs exposés en 1878 à Paris, par Chatwood de Londres, qui réclamait aussi comme avantage très réel de cette disposition que le piston supportant la cage peut ainsi avoir une section qui le rend apte à résister comme longue pièce comprimée, puisque la pression dans le cylindre de levage est indépendante de la charge motrice.

$$\frac{S-s}{\omega}\,y$$

et que la poussée sur la face annulaire du piston différentiel augmente du poids de la colonne

$$y\left(1+\frac{S-s}{\omega}\right)(S-s)$$

D'autre part, la pression sur la face supérieure S augmente du poids de la colonne Sy; la compensation parfaite exige que ces deux quantités soient à chaque instant égales, c'est-à-dire que l'on ait :

(1) $$s=\left(\frac{S-s}{\omega}\right)^2$$

On pourra obtenir une deuxième condition entre les sections en fixant la course des pistons différentiels de manière à réduire l'encombrement; si l'on choisit pour cette course une fraction $\frac{1}{n}$ de la course de la cage on devra avoir :

(2) $$n=\frac{S-s}{\varpi}$$

Enfin, il faut que la section S soit déterminée en fonction de la hauteur motrice et de la charge nette P à soulever ; si l'on négligeait tout frottement, on aurait, en appelant h_0 la hauteur motrice sur le piston S lorsqu'il est au sommet de sa course :

(3) $$S=\frac{n\,P}{\Pi h_0}$$

Les trois équations déterminent toutes les sections ; ainsi, soient :

$$P = 500 \text{ kilog.} ; \qquad h_0 = 20^{m},00 ; \qquad n = 4$$

on trouve :

$$\omega = 0^{m2},01 ; \qquad S = 0^{m2},200 ; \qquad s = 0^{m2},160$$

Si on donne à la cage une course de 16 mètres, le piston compensateur aura la course très acceptable de 4 mètres.

S'il n'y avait pas de frottement, tout le poids mort devrait être équilibré par le poids du piston différentiel, chargé en conséquence, ainsi que par l'effet des colonnes d'eau qui jouent entre les pistons, mais la cage descendant à vide doit vaincre les frottements de trois garnitures



ainsi que les autres résistances ; on ne peut ainsi l'équilibrer complètement. Pendant le levage, il faudrait un excès de pression motrice pour soulever la partie non équilibrée du poids mort, ainsi que pour vaincre les frottements qui se produisent pendant cette période ; si l'on désigne par F le frottement du piston de la cage et par F' celui du système compensateur, on établit facilement que l'équation (3) doit être remplacée par la suivante :

$$S = \frac{nP + 2(nF + F')}{\Pi h_0} \qquad (3')$$

on pourra par un premier calcul, dans lequel on négligera les frottements, déterminer les sections S, s et ω, d'où l'on tirera des valeurs approchées de F et F' qui permettront de faire une détermination plus exacte et ainsi de suite.

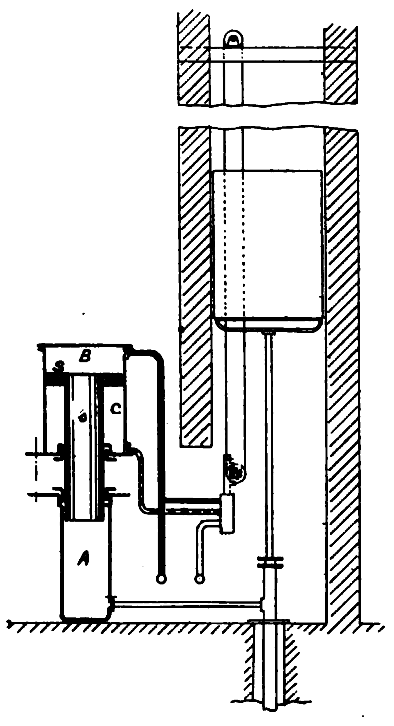
La sécurité de la manœuvre exige qu'il y ait, comme dans les ascenseurs non équilibrés (110) une réserve de force capable de vaincre toute résistance accidentelle qui viendrait à se produire ; il faut également que le système supposé arrêté en un point quelconque de sa course reçoive une poussée suffisante pour partir avec assez de vitesse [1]. On tiendra compte de ces conditions en donnant à F et F' des valeurs augmentées dans une mesure convenable ; par un calcul *a posteriori* on s'assurera que la cage prend une vitesse suffisante dans les conditions normales.

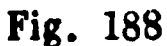
Les vitesses moyennes d'ascension admises sont de $1^m,75$ à 2 mètres par seconde d'étage à étage ; aux Etats-Unis, les constructions élevées sont desservies pour les étages supérieurs par des ascenseurs sans arrêts intermédiaires, pour lesquels la vitesse est portée à $2^m,80$; on cite même des vitesses de 5 mètres par seconde pendant les essais.

114. — *Ascenseurs de Samuel Chatwood, d'Ellington, etc.* [2]. — Dans l'ascenseur Chatwood, figure 188, la pression agit constamment sur le piston S ; la face inférieure annulaire S—s est mise en relation par l'appareil distributeur, soit avec la conduite de pression, soit avec l'échappement, tandis que le cylindre A, dans lequel pénètre un plongeur de section s, communique toujours avec le cylindre de levage. Lorsque l'on admet la pression dans le compartiment annulaire C, la cage descend et *vice versa*. Cet ascenseur n'est équilibré que partiellement, car il n'y a

1. Toutes ces conditions abaissent le rendement, qui en définitive ne dépasse guère 0,40 (*Ernst*, ouv. cité, p. 777 à 785).

2. Voir la note du numéro précédent, ainsi que *Engg.*, 1882-1-128, 1882-2-107, 1885-1-507, 1885-2-369, 1888-1-34, 1891-2-828.




Fig. 188

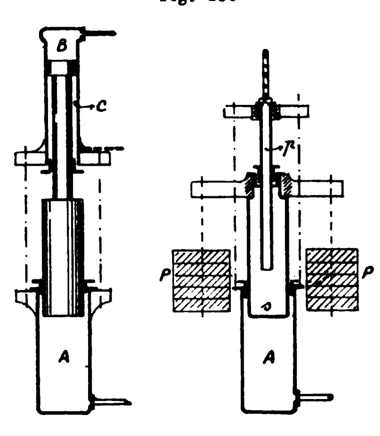


Fig. 189-190

pas de compensation proprement dite pour l'immersion variable des plongeurs. On peut d'ailleurs concevoir la face supérieure S du piston moteur comme partagée en deux parties, dont l'une *s* contribue à équilibrer une partie du poids mort, tandis que la partie restante S — *s* soutient la charge nette à soulever ; pendant la descente il y a équilibre de pression sur la partie annulaire, de sorte que la cage peut descendre à vide. Le poids non équilibré doit être suffisant pour que la cage puisse descendre non chargée jusqu'à fond de course.

La figure 189 indique la modification que subissent les cylindres auxiliaires dans le cas où l'eau motrice est à haute pression ; pas plus que dans la disposition précédente il n'y a de compensation pour l'immersion variable des plongeurs. La figure 190 est une autre combinaison à peu près équivalente, mais dans laquelle l'équilibrage partiel du poids mort est produit par un contrepoids P ; un plongeur fixe *p*, qui sert en même temps de conduit alternativement en communication avec la canalisation motrice et l'échappement, pénètre à l'intérieur du plongeur *s*. Pour produire le levage, l'eau est admise dans le piston *p*, et elle exerce un effort correspondant à sa pression et à la section extérieure de ce piston [1]. On

1. Voir les monte-charges de 1.000 kilogrammes de la gare Saint-Lazare (*Portefeuille des M.*, 1890, pl. 28-29).

voit encore que la compensation n'existe avec ce système que dans une mesure insignifiante, car au fur et à mesure que la cage se soulève et que le piston de levage perd de son poids, la hauteur motrice n'augmente que d'une quantité très faible, et cette augmentation ne porte

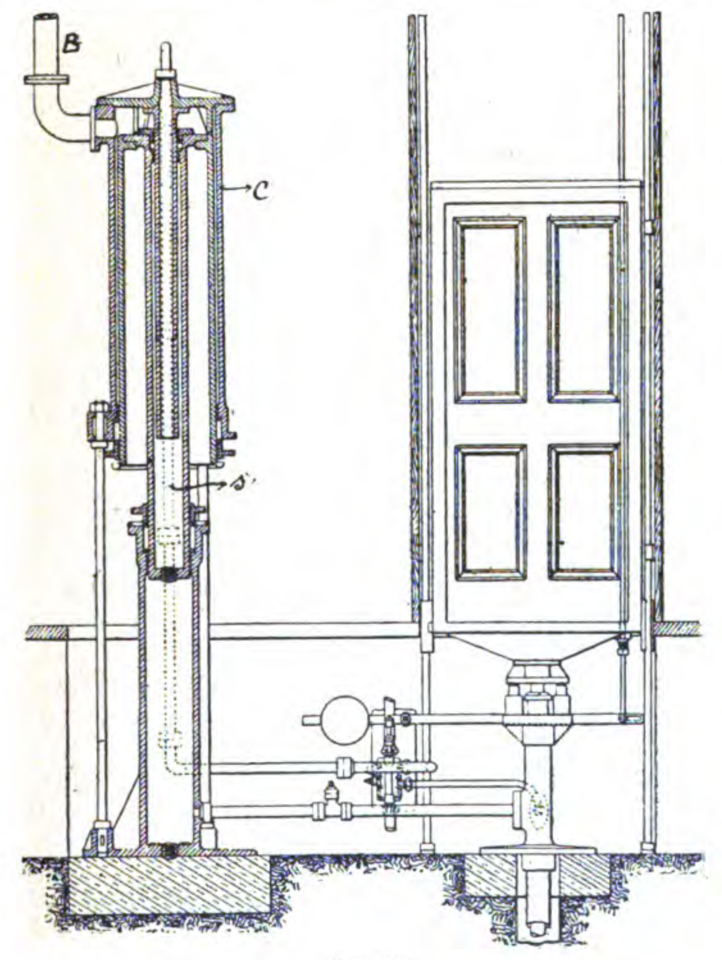


Fig. 191

que sur le piston p, dont le diamètre est petit en comparaison de celui du piston supportant la cage.

Le système Ellington (fig. 191), d'après *Engg.*, 1885-1-507, peut être

considéré comme dérivant de celui qui vient d'être décrit ; on voit qu'il est formé exactement des mêmes éléments, mais qu'il comprend en plus un cylindre extérieur C, en relation d'une manière permanente avec une bâche à niveau constant par l'intermédiaire du tuyau B. La pression ainsi produite sert à la fois à parfaire l'équilibre des poids morts et à compenser les variations de la poussée ; on peut facilement trouver la relation qui doit exister entre les sections du cylindre C, du plongeur *s* et du piston de levage pour que la compensation soit parfaite en n'importe quel point de la course.

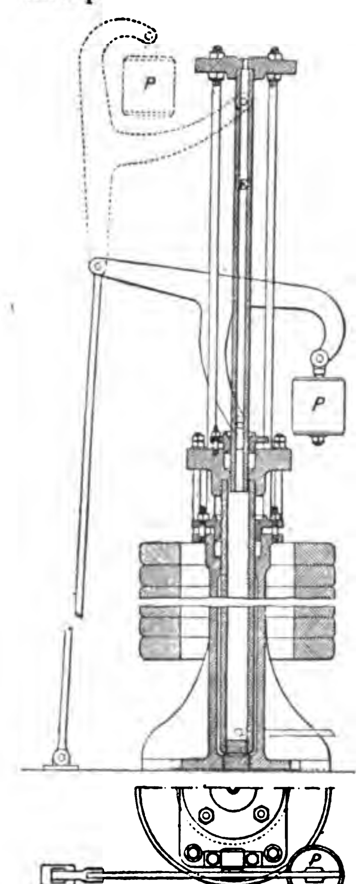


Fig. 192.

On peut encore rapprocher des systèmes qui viennent d'être décrits celui de *Smith et Stevens* (fig. 192, d'après *Engg.*, 1885-2-369), qui dérive de celui de la figure 190, sauf qu'un système compensateur à contrepoids P s'y trouve ajouté. Par suite des liaisons cinématiques adoptées, l'action de P est à peu près nulle lorsque la cage est au fond (position en pointillé); elle augmente progressivement au fur et à mesure que la cage s'élève et que le système compensateur descend en s'approchant de la position représentée en trait plein.

Le compensateur de Norman Selfe est à peu près identique au précédent, et se comprendra aisément à l'examen de la figure 193 [1].

115. — *Ascenseurs pour bateaux* [2] — Dans ces grands appareils, l'équilibrage est principalement obtenu par la conjugaison de deux ascenseurs identiques dont les cylindres sont mis en communication ;

1. Voir encore le compensateur à contrepoids de l'ascenseur Samain, *Portefeuille des M.*, 1889, pl. 9-10.
2. Il n'est fait mention de ces appareils que pour les questions de principe qui



toutefois, il n'est parfait que pour une position qui peut être choisie à l'avance, celle, par exemple, où les deux plateaux, qui deviennent ici des sas en tôle, sont au même niveau. L'immersion plus ou moins grande des plongeurs dans les presses produit une modification de poussée qui altère l'équilibre, la colonne en U de longueur totale constante qui s'étend d'un plongeur à l'autre est d'ailleurs assimilable à un câble qui aurait le même poids par mètre courant que la colonne d'eau dont la section est celle du plongeur. On peut compléter l'équilibre en compensant les variations de la poussée, auquel cas on donne à l'appareil son maximum d'effet utile, surtout si les deux sas sont utilisés en même temps, l'un pour la levée, l'autre pour la descente. On peut aussi n'avoir aucun égard à cette compensation, l'excès de poids du système descendant doit alors être suffisant pour effectuer la manœuvre à la fin de l'opération, c'est-à-dire dans la position la plus défavorable.

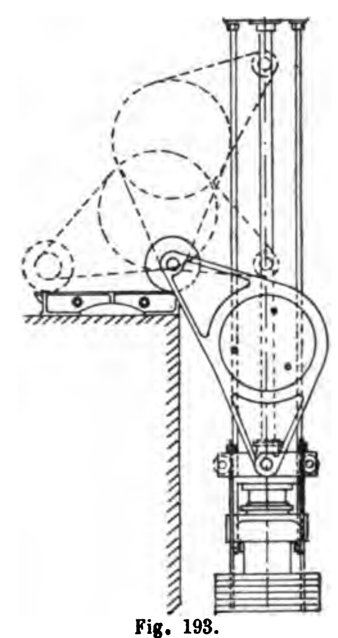


Fig. 193.

116. — *Ascenseur d'Anderton.* — L'ascenseur d'Anderton, dû à M. Edwin Clark, se compose de deux sas guidés SS' (fig. 194), portés par les pistons du même diamètre *p p'*, dont les presses peuvent communiquer par

touchent à l'équilibrage. On consultera pour leur description les mémoires et les ouvrages suivants :

Ascenseur d'Anderton, établi en 1875 : *Minutes of P. of Civil Engineers*, vol. XLV.

Ascenseur des Fontinettes, sur le canal de Neufossé,

Ascenseurs du canal du Centre, dont le premier, établi à la Louvière est seul achevé en 1898 : Note de M. Flamant, dans la *Revue technique de l'Exposition de* 1889. L'ascenseur de la Louvière a fait l'objet d'une publication spéciale, par la Société Cockerill.

Ascenseur système Prussmann du canal de Dortmund à l'Ems établi à Heinrichenburg : cet ouvrage, non achevé à cette date, est encore peu décrit, voir le *Génie Civil*, 1896, 2e sem., pl. 11, et les *Annales des Ingénieurs de Gand*, 1895-96, p. 183.

Pour les ascenseurs de ces divers genres, voir surtout l'ouvrage de *H. Gruson* et *L. Barbet* intitulé *Etude sur les moyens de franchir les chutes des canaux*, Paris, 1890.

Voir aussi : *Engg.*, 1885-2-30, 101; 1888-1-201; 1888-2-358; 1892-2-480.

l'intermédiaire de la valve équilibrée V. A l'amont, les sas s'arrêtent en face de l'aqueduc représenté en trait pointillé, qui forme la prolongation du bief du canal ; à l'aval, les sas descendent en s'immergeant dans l'eau du bief inférieur, dont le niveau est d'ailleurs variable entre certaines limites.

Chacune des presses peut être mise isolément en communication par les valves *v v'*, avec un accumulateur hydraulique A, toujours maintenu en charge par une pompe à vapeur.

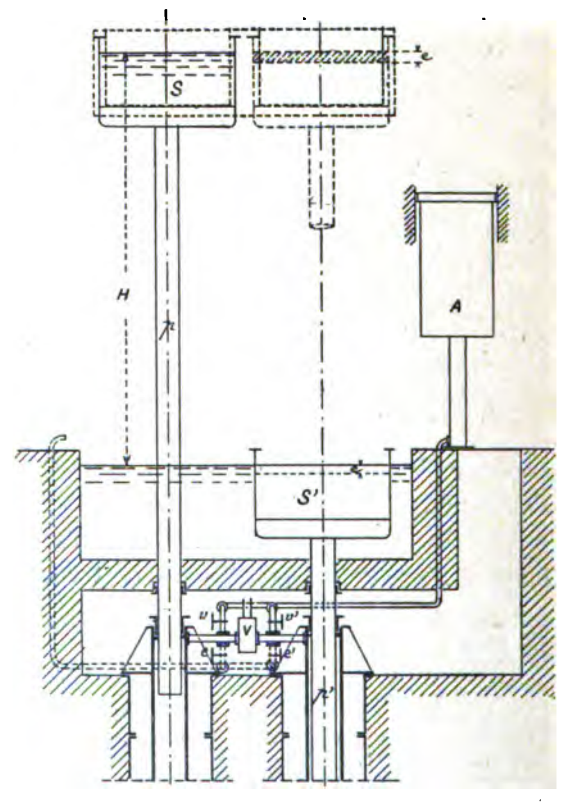


Fig. 194

Enfin, chacune des presses peut être vidée au moyen des valves *e e'*. L'ensemble des cinq valves est manœuvré par des volants disposés dans une cabine au sommet de la passerelle fixe qui couronne l'ouvrage.

Le mode de fonctionnement est le suivant : le sas S étant arrêté en face de l'aqueduc amont, de manière à faire joint contre le bec de cet aqueduc, la valve V est ouverte, toutes les autres sont maintenues fermées ; S descend en entraînant S', parce que les poids morts sont égaux au début de l'opération, mais que les colonnes des presses ne sont pas compensées, et que d'autre part, le sas S', en vertu de son immersion, reçoit une très forte poussée. Cet état de choses est modifié à partir du moment où S' émerge ; les frottements et le défaut de compensation des colonnes obligent à délester S' d'une certaine tranche d'eau, de manière à ce que la manœuvre puisse continuer aussi loin que possible. Il arrive toutefois un moment où le sas S plongeant à son tour dans le bassin d'aval, le mouvement est arrêté, car il suffit d'un très légère immersion pour détruire l'effet de la surcharge du sas descendant ; la valve V est alors fermée, *e* est ouverte à l'échappement, et *v'* est ouverte à l'eau de l'accumulatour. La manœuvre comprend donc deux périodes : pendant la première, les presses sont en communication, pendant la seconde, elles sont isolées, et les mouvements des deux pistons n'ont plus aucune liaison.

Comme le sas S' est déchargé, au commencement de son ascension, d'une couche d'eau d'une certaine épaisseur *e*, il faut rétablir le plein lorsqu'il est arrivé au sommet de sa course, ce qui se fait au moyen de vannes percées à travers les portes de l'aqueduc et du sas. Les choses se trouvant dans cet état, il est visible qu'on pourra recommencer la manœuvre en sens inverse exactement de la même manière, soit qu'il y ait des bateaux engagés dans le sas ou qu'il n'y en ait pas. Les bateaux n'amènent dans les sas aucune surcharge, puisqu'en y pénétrant, ils en expulsent un poids d'eau égal au leur.

Le délestage dont il a été question pour le sas montant est obtenu par des siphons qui s'amorcent d'eux-mêmes lorsque le mouvement d'ascension commence.

Il résulte de l'indépendance des pistons pendant la dernière période de la manœuvre, que la course du sas descendant n'est pas limitée d'une manière invariable, mais qu'elle peut être réglée d'après le plan d'eau du bassin. A Anderton, c'est cette considération qui a fait accepter le dispositif décrit ci-dessus, qui n'a pas été reproduit pour les grands ascenseurs de canaux.

Voici quelques données sur l'ascenseur d'Anderton [1].

1. Cette localité est située près de Nortwich, dans le comté de Cheshire

Chargement des bateaux	80 à	100 tonnes métriques.
Longueur des sas		22^{m},70
Largeur		4^{m}.70
Hauteur d'eau dans le sas descendant . . .		1^{m},52
— — montant		1^{m},37
Diamètre des plongeurs		0^{m},91
Différence de niveau rachetée		15^{m},35
Poids de chaque sas en y comprenant l'eau .		243^{t},6
Pression due à ce poids		37 kil. par centim. carré.
Diamètre du piston de l'accumulateur . . .		0^{m},53
Course — — . . .		4^{m},10

D'après ces données, la surcharge nécessaire pour vaincre les résistances à la manœuvre et pour compenser l'influence de la pression variable sur les plongeurs correspond à une couche d'eau de 0^{m},15 d'épaisseur, soit 16.000 kilogrammes ; le poids nécessaire pour équilibrer les colonnes dans la position la plus défavorable est de 9.000 kilogrammes environ, c'est-à-dire que la surcharge nécessaire pour vaincre les résistances à la manœuvre est de 7 tonnes, ou environ 3 % du poids porté par l'une des presses.

117. — *Ascenseurs du canal de Neufossé et du canal du Centre.* — Ces appareils, dont les projets d'ensemble sont dus à MM. L. Clark, Standfield et Clark, ont été exécutés à peu près en même temps et présentent de nombreux traits communs. Ils diffèrent de l'ascenseur décrit au numéro précédent en ce que les sas descendent à sec jusqu'au niveau d'aval, où ils sont mis en communication avec le bief au moyen de portes, comme au niveau d'amont. De cette manière, le sas descendant ne subit aucune perte de poids, et la période d'équilibre est prolongée jusqu'à la fin de la manœuvre. Pour que le sas descendant puisse soulever le sas montant jusqu'au sommet de sa course, il est encore nécessaire, si l'on ne fait intervenir aucun moyen de compensation, de lui

l'ascenseur établit une communication entre le canal de Trent et Mersey et la rivière Weaver, affluent de la Mersey, il a été inauguré en 1875, et a fonctionné sans interruption jusqu'en 1882 ; la pièce couronnant l'une des presses s'est brisée à cette époque sans que l'accident ait eu aucune suite grave ; les choses ont été rapidement remises en état, mais cette rupture a néanmoins fait concevoir des craintes pour la sécurité des presses beaucoup plus grandes projetées pour les ascenseurs des Fontinettes et de La Louvière ; il en est résulté pour ces presses une nouvelle étude et un mode de construction tout différent de celui qui avait d'abord été arrêté.

donner une surcharge suffisante pour vaincre les résistances et pour équilibrer entièrement le poids d'une colonne d'eau égale à la course des plongeurs et ayant la même section.

Dans ces grands ascenseurs, les résistances sont évaluées à 1/40 de la charge portant sur l'une des presses, soit à 24 tonnes pour l'appareil du canal de Neufossé, où le poids de la colonne à compenser est de 41 tonnes; la surcharge totale devrait donc être de 65 tonnes. Ce poids correspond à une tranche d'eau de $0^m,30$ d'épaisseur ; on règle la manœuvre de manière à ce que le sas montant s'arrête lorsque son plan d'eau se trouve à $0^m,30$ en dessous de celui de l'aqueduc d'amont ; à ce

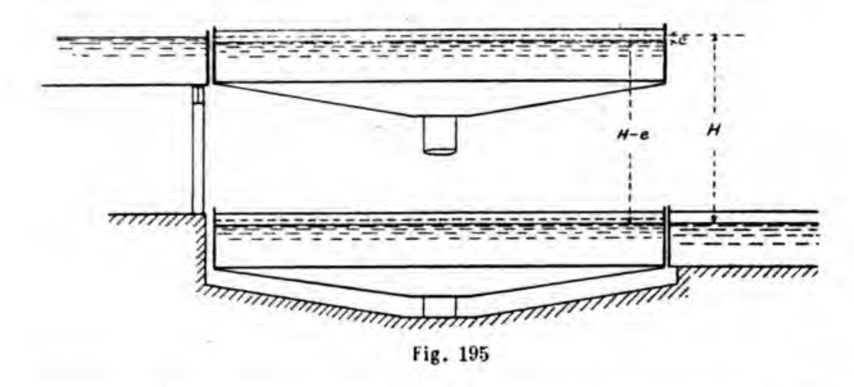


Fig. 195

moment, le sas descendant se trouve au bas de sa course (fig. 195), laquelle est déterminée de manière à ce que la couche supplémentaire introduite puisse s'écouler entièrement dans le bief d'aval. La course du sas est donc égale à la différence des niveaux à racheter diminuée de l'épaisseur de la tranche motrice.

Par ce dispositif, la force qui produit le mouvement varie de 106 tonnes au début de l'opération jusqu'à 24 tonnes à la fin. Si l'on suppose que les résistances au mouvement atteignent à chaque instant ce dernier chiffre, on voit que pendant toute la course agit une force accélératrice qui diminue depuis 82 tonnes jusqu'à zéro. Un modérateur automatique, consistant en une soupape qui étrangle la communication entre les deux presses, et qui est actionnée par le sas descendant, ralentit progressivement la vitesse acquise.

Dans l'ascenseur des Fontinettes, les auteurs du projet avaient prévu un système de colonnes compensatrices, qui a été exécuté mais non mis en usage : il consiste en deux réservoirs cylindriques en tôle R R',

(fig. 196) qui devaient toujours être maintenus en communication avec les sas par l'intermédiaire de tuyaux télescopiques. La section intérieure des réservoirs est la même que celle des plongeurs, et l'on voit que, par le fait, le sas descendant augmente de poids au fur et à mesure que son plongeur en s'immergeant davantage doit vaincre une poussée plus forte ; l'inverse se produit pour le sas montant. La compensation ainsi obtenue serait parfaite si la section horizontale des sas était infiniment

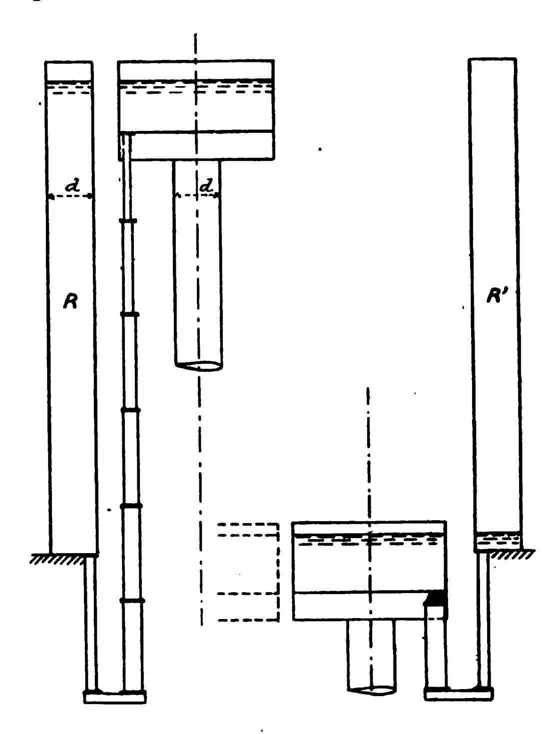


Fig. 196

grande par rapport à celle des pistons ; pratiquement, il en serait à peu près ainsi.

Mais les conduits à joints télescopiques introduiraient une complication et une cause d'insécurité ; la rupture de l'un d'eux pourrait vider entièrement le sas correspondant, et amènerait une accélération qui pourrait être dangereuse. Ce sont ces raisons (¹) qui ont fait renoncer à

1. Il est à peine besoin de remarquer que le fonctionnement des colonnes compensatrices aurait pour effet de modifier les niveaux dans les deux cas à la fin de la course, et que celle-ci en serait augmentée d'une quantité qu'il est

l'installation des colonnes compensatrices dans les ascenseurs belges et qui ont fait suspendre leur mise en usage aux Fontinettes.

Voici quelques données sur les deux ascenseurs dont le principe vient d'être décrit :

	Fontinettes	La Louvière
Longueur des bateaux tout compris . .	38m,50	40m,80
Largeur — . .	5m,00	5m,00
Tirant d'eau en charge	2m,00	2m,10
Longueur totale des sas.	40m,35	43m,00
Largeur —	5m,60	5m,80
Profondeur d'eau des sas	2m,10	2m,40
Charge sur chaque presse y compris la surcharge	792 tonnes.	1048 tonnes.
Diamètre des pistons	2m,00	2m,00
Pression.	26k,5 p. cm²	35 kil. p. cm²
Différence de niveau à racheter. . . .	13m,13	15m,40
Poids de la tranche motrice.	65 tonnes.	74 tonnes.
Poids de la colonne à compenser . . .	41 tonnes.	47t,5
Poids disponible pour vaincre les frottements à la fin de l'opération	24 tonnes.	26,5
Rapport de ce poids à la charge sur une presse.	1/33	1/40

Dans les deux ascenseurs en question, on a prévu le cas où l'une des moitiés de l'appareil serait immobilisée accidentellement, et on a installé des pompes foulantes manœuvrées par des turbines utilisant la chute entre les deux biefs ; ces pompes maintiennent un accumulateur toujours en charge, qui sert d'ailleurs à réparer les fuites qui pourraient se produire aux presses et à leur tuyauterie, ainsi qu'à fournir l'eau motrice à une machinerie complexe ayant pour objet d'effectuer la manœuvre des portes, le déhalage des bateaux, etc. Les turbines sont réglées automatiquement par la marche des accumulateurs. Le tuyautage et les valves sont disposés en principe comme dans l'ascenseur d'Anderton.

Les joints entre les sas et les aqueducs avec lesquels ils viennent successivement en contact sont établis aux Fontinettes par une poche creuse en caoutchouc, qui s'interpose entre les parties fixe et mobile, et qui est gonflée à l'air comprimé. A La Louvière, une pièce en forme de coin, ayant le contour des surfaces à joindre, et garnie sur ses deux fa-

facile de calculer si l'on se donne l'épaisseur de la tranche supplémentaire destinée, dans cette nouvelle hypothèse, à vaincre les frottements et les pertes de charge seulement.

ces de bourrelets en gutta-percha, est forcée au moyen de cylindres hydrauliques après que les sas sont amenés à leur niveau.

La construction des presses a donné lieu à beaucoup de recherches et a fait l'objet de discussions approfondies. Les presses de l'ascenseur des Fontinettes sont formées d'anneaux jointifs en acier laminé, analogues à des bandages de roues de locomotives ; l'intérieur du cylindre ainsi formé est garni d'un revêtement en tôle de cuivre rouge de 2 millimètres et demi dont les soudures ont été faites sur place ([1]). Les presses de La Louvière sont formées de manchons en fonte tournés extérieurement et garnis de frettes en acier jointives sur toute leur étendue.

La vitesse moyenne de levage est de $0^m,10$ par seconde dans l'ascenseur belge ; la communication entre les presses y est beaucoup plus directe que dans l'appareil des Fontinettes.

§ III

ASCENSEURS HYDRAULIQUES A ACTION INDIRECTE

118. — Dans ce système d'ascenseurs, la course du piston hydraulique est multipliée par des moufles renversés et quelquefois par un treuil interposés dans la commande; la cage est donc suspendue, et l'on se met à l'abri des conséquences d'une rupture en multipliant les câbles de suspension ([2]).

La figure 197 (d'après *Engg.*, 1885-2-369) représente le moteur employé par Stevens et Major, dans lequel une chaîne, mouflée sur la tête du piston, s'enroule sur un treuil dont le tambour est creusé d'une gorge en hélice ; ce treuil porte un tambour plus grand, qui reçoit la corde soutenant la cage. La corde de manœuvre actionne la distribution comme dans les appareils à action directe ; elle porte des nœuds sur

1. Voir le détail de l'essai de résistance d'un tronçon de ces presses dans le *Portefeuille des M.*, 1884, col. 197.
Le mode de construction indiqué rappelle entièrement un dispositif employé autrefois par Donny pour son appareil à liquéfier l'acide carbonique, le récipient était constitué par une série d'anneaux en fer forgé compris entre deux couvercles réunis par de longs boulons; la chemise intérieure était en plomb.

2. Les premiers ascenseurs hydrauliques construits en 1848 par Armstrong pour les docks de Liverpool appartenaient à ce système (*Engg.*, 1890-2-757).

lesquels la cage vient agir aux extrémités de sa course de manière à produire l'arrêt automatique.

Le cylindre moteur peut aussi être disposé verticalement ; lorsque l'eau est à haute pression, la variation relative de poussée par suite du changement de niveau du plongeur est trop peu importante pour exiger

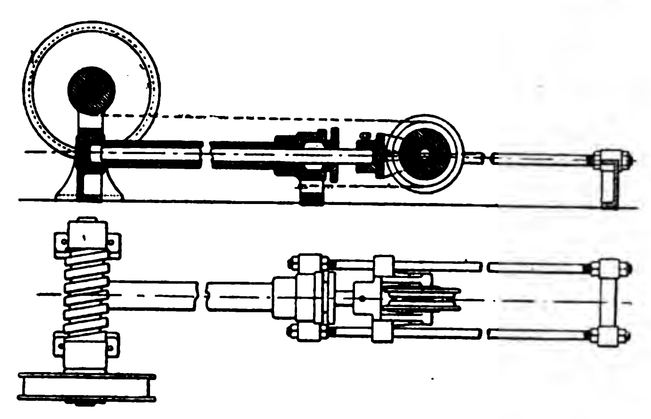


Fig. 197

une compensation, mais l'équilibre est surtout modifié par la longueur variable des câbles de suspension. Stevens et Major réalisent l'équilibrage par un moyen très simple, qui consiste à donner une certaine conicité au tambour sur lequel agit la chaine motrice ; le diamètre d'enroulement est plus fort au commencement de la levée et diminue graduellement au fur et à mesure que la cage s'élève.

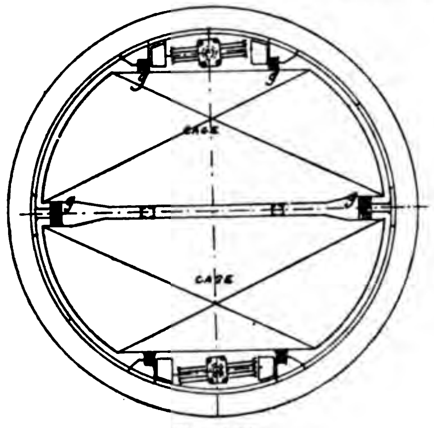


Fig. 198.

119.— Dans beaucoup d'ascenseurs à haute pression, on supprime cependant tout système d'équilibrage des câbles ou des chaînes, et l'on arrive ainsi à des appareils d'une grande simplicité. On peut citer comme exemples du genre les très importants ascen-

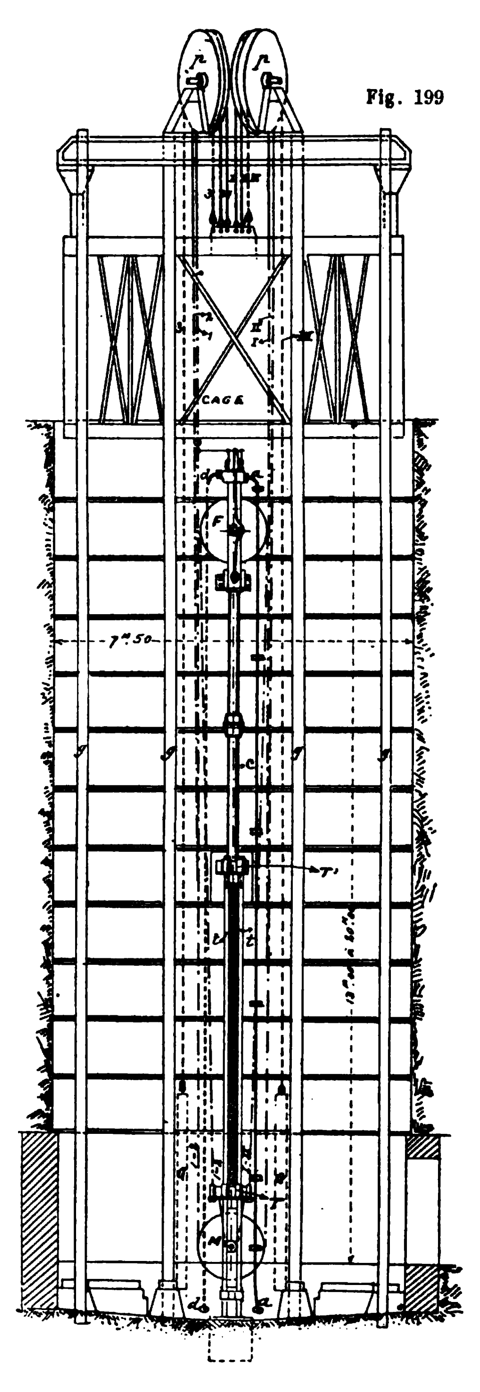


Fig. 199

seurs établis pour le trafic des voyageurs dans les stations du chemin de fer souterrain *City and South London.*

Dans chaque station se trouvent deux ascenseurs complètement indépendants l'un de l'autre, installés dans un puits circulaire (fig. 198); chacune des cages couvre à peu près la moitié de la section disponible en tenant compte des enclaves occupées par les guides et par les cylindres. Dans la figure 199, la cage est représentée au sommet de sa course; on voit qu'elle est saisie par six câbles en acier, divisés en deux groupes, marqués respectivement 1, 2, 3 et I, II, III; chacun de ces groupes est renvoyé vers le bas par les poulies *p*, *p* disposées au sommet de la charpente fixe qui couronne et entretoise les guides. Les câbles 3 et III soutiennent le contrepoids G, tandis que les brins 1, 2 et I, II passent en sens inverse sur les quatre poulies M, montées sur la tête du piston, lequel est représenté au bas de sa course, puis sur les quatre poulies fixes F, pour venir enfin s'attacher à la crossette mobile qui sert à guider la tête du piston sur

les tiges t, t; celles-ci sont au nombre de quatre, rattachées d'une part au cylindre et, d'autre part, à un socle fondé au bas du puits. Par ce système, la course des pistons est multipliée par trois.

Le cylindre est représenté en c, le presse-étoupes est en bas ; le piston, complètement sorti, est marqué en trait fort. La conduite motrice a, a aboutit à la boite de distribution, reliée au cylindre par un tuyau qui sert successivement à l'admission et à l'échappement ; la conduite de décharge d d redescend au fond du puits pour retourner à la bâche de la station centrale [1].

Les éléments de sécurité sont fournis par la multiplication des câbles et par des parachutes à griffes s'appuyant sur les quatre guides en cas de rupture.

120. — *Ascenseur Otis.* — L'ascenseur à basse pression Otis, très répandu aux Etats-Unis, est représenté dans sa forme la plus simple par la figure 200. L'eau motrice est fournie par une bâche à ni-

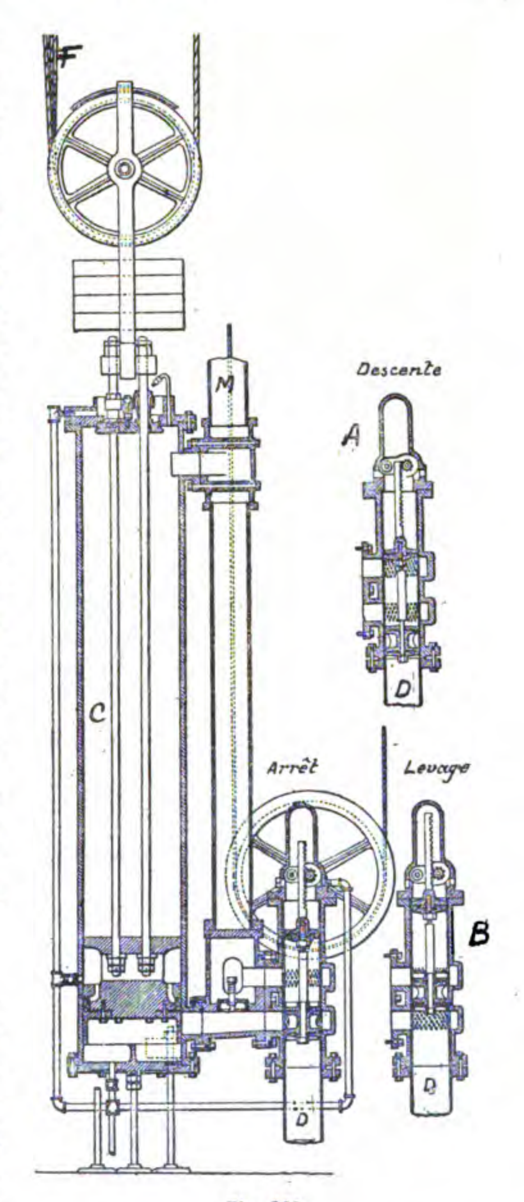


Fig. 200.

1. Il y a six stations réparties sur une longueur d'environ 5 kilomètres, la course varie de 13 à 20 mètres. Les six ascenseurs doubles sont desservis par une seule usine centrale fournissant l'eau à 70 atmosphères. Voir pour une description plus complète : *En gg.*, 1890-2-756.

veau constant placée au sommet de la construction, ou par une conduite de distribution à basse pression ; elle communique constamment par une tubulure avec le compartiment supérieur du cylindre C ; une valve cylindrique équilibrée, manœuvrée par une corde qui traverse la cage, permet l'admission de l'eau motrice sur la face inférieure du piston, ou l'échappement par le tuyau de décharge D, de l'eau qui se trouve dans le compartiment inférieur du cylindre. Les deux positions de la valve correspondant à la descente et à la levée de la cage sont représentées dans les figures partielles ; dans la position de la figure principale, la valve isole complètement les deux compartiments du cylindre, ce qui produit l'arrêt. Le piston est relié par une double tige à une chape portant quatre poulies sur lesquelles passent autant de cordes indépendantes rattachées à un point fixe du côté marqué F, et soutenant la cage par quatre poulies fixes de renvoi montées au sommet du puits.

Les poids morts sont partiellement équilibrés, de manière à ce que la cage vide ait une tendance à descendre ; il n'est donc pas nécessaire de fournir de la force motrice pour la levée du piston, dont les deux faces sont alors en équilibre de pression (position A de la valve) ; pour cette course, l'eau est simplement transvasée d'une face à l'autre du piston, la dépense est nulle, et la vitesse de descente est modérée par l'étranglement de la valve.

Pour la levée de la cage, l'eau motrice continue à exercer sa pression sur la face supérieure du piston, mais la face inférieure est soumise à la pression de l'échappement. La force transmise aux tiges correspond à la différence des deux pressions, qui est constante en tous points de la course à la condition que la colonne reste continue du côté de l'échappement. Cette dernière condition est toujours réalisée lorsque l'orifice du tuyau de décharge est situé en dessous de la face inférieure du piston d'une quantité inférieure à la colonne atmosphérique, le piston étant pris dans sa position la plus élevée. Le système est donc compensé en ce qui concerne les colonnes d'eau [1].

L'ascenseur Otis est caractérisé par plusieurs dispositions de détail très ingénieuses destinées à compléter la sécurité ; ainsi, l'attache des cordes avec la cage est conçue de manière à ce que l'allongement de l'une d'elles produise le serrage du parachute ; la vitesse de descente est limitée par un régulateur à force centrifuge, dont le manchon en

1. Il est équivalent à celui de la pompe désignée par la notation A_5 (7e fasc., no 14).

montant pince une corde sans fin qui serre également le parachute. Lorsque la cage arrive au sommet de sa course, le piston ferme l'orifice d'échappement, et est ramené à l'arrêt, même dans le cas où la valve de manœuvre serait en défaut (1).

Les ascenseurs hydrauliques à action indirecte sont employés aux Etats-Unis de préférence aux autres ; ils ont l'avantage de ne pas exiger de puits. On leur a appliqué récemment divers perfectionnements pour lesquels on consultera l'ouvrage de Ernst, et l'article de M. G. Richard (*Bulletin de la Société d'Encouragement*, 1894).

1. Un bel exemple d'ascenseur Otis établi à Hoboken (New-Jersey), est décrit dans *Engg.*, 91-1-610, sa course est de 44 mètres environ, chacune des cages peut contenir 130 personnes, la vitesse de levage est de 1 mètre par seconde. Voir aussi le *Génie civil*, 1893-94, 1er sem., p. 167.

Les deux ascenseurs Otis de la tour Eiffel desservent chacun la première et la seconde plateforme en partant du niveau du sol; ils sont établis dans les piliers de la tour, dont l'inclinaison est variable; la grande course de la cabine (128m,40), obtenue au moyen d'une course de piston de 10m,70, a exigé un mouflage à 12 poulies, dont 6 fixes et 6 mobiles. La position spéciale de l'appareil autant que ses grandes dimensions en font un type particulier, qui se rattache cependant par son principe à celui qui est décrit dans le texte. On trouvera une description générale des ascenseurs Otis, et en particulier de ceux établis à la tour Eiffel, dans la *Revue technique de l'Exposition de* 1889, 7e partie, pp. 189 à 206. Une description plus sommaire est donnée dans *Engg.*, 1889-2-76.

On peut aussi considérer comme un ascenseur hydraulique à action indirecte celui du système Roux, Combaluzier et Lepape, installé dans deux des piliers de la tour pour conduire du sol au premier étage; leur caractéristique consiste dans l'emploi d'une chaîne à longs maillons articulés et guidés dans une gaîne, qui transmet le mouvement à la cabine en agissant par compression, (*Revue technique, etc., même vol.*, pp. 9 à 22). L'ascenseur qui sert à communiquer entre la deuxième plateforme et le sommet est du système Edoux (no 112), il comprend deux cabines qui s'équilibrent et dont chacune parcourt la moitié de la hauteur d'élévation, soit 80m,20. L'une des cabines seulement est soutenue par les pistons hydrauliques, l'autre est actionnée comme le serait le contrepoids de l'ascenseur Edoux ordinaire (*Revue technique, etc., même vol.*, pp. 180 à 189, et *Engg.*, 1889-2-40).

TABLE DES MATIÈRES

PREMIÈRE PARTIE

Transmission et distribution du travail à distance

§ I

Canalisation

§ II

Usines centrales.

§ III

Machines réceptrices.

CHAPITRE III

Transmission par l'air comprimé.

§ I

Compresseurs.

§ II

Canalisations

§ III

Machines réceptrices.

DEUXIÈME PARTIE

Appareils de levage

PRÉLIMINAIRES

CHAPITRE PREMIER

Machines servant aux opérations élémentaires.

§ I

Crics et vérins.

§ II

Palans

§ III

Treuils.

§ IV

Cabestans et guindeaux.

CHAPITRE II

Grues, bigues et ponts roulants.

§ I

Grues tournantes.

§ II

Bigues.

§ III

Ponts roulants

CHAPITRE III

Appareils dépendant d'une station céntrale.

§ I

Considérations générales.

§ II

Grues hydrauliques.

CHAPITRE IV

Ascenseurs.

§ I

Ascenseurs mus par arbres

§ II

Ascenseurs hydrauliques à action directe.

§ III

Ascenseurs hydrauliques à action indirecte.

INDEX ALPHABÉTIQUE

des matières contenues dans les huit fascicules formant l'ouvrage complet.

N. B. — Les chiffres de la première colonne se rapportent aux volumes, ceux de la seconde colonne renvoient aux numéros des paragraphes.

A

B

C

I

J

R

S

W

Y

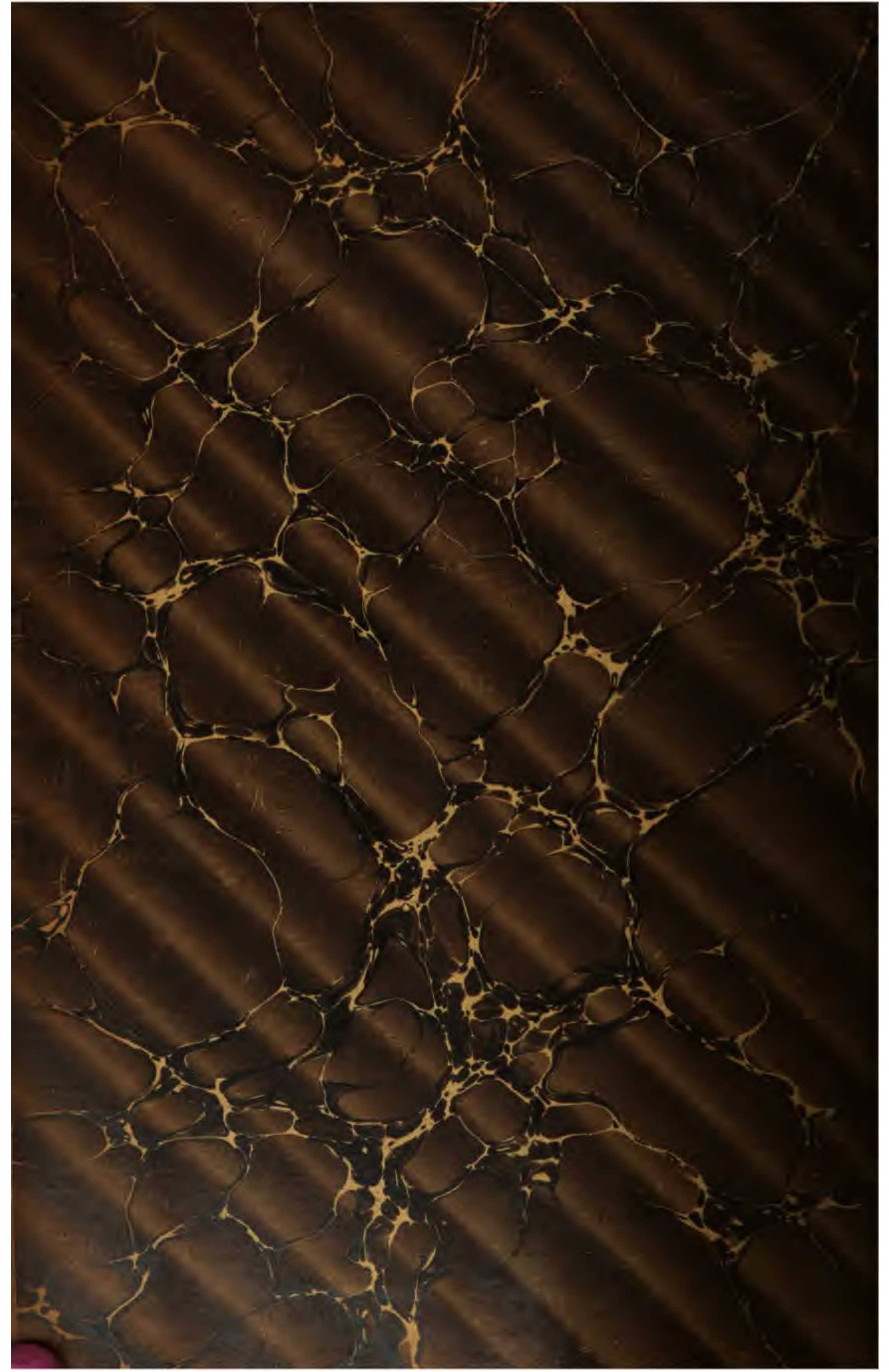
Z

COURBEVOIE

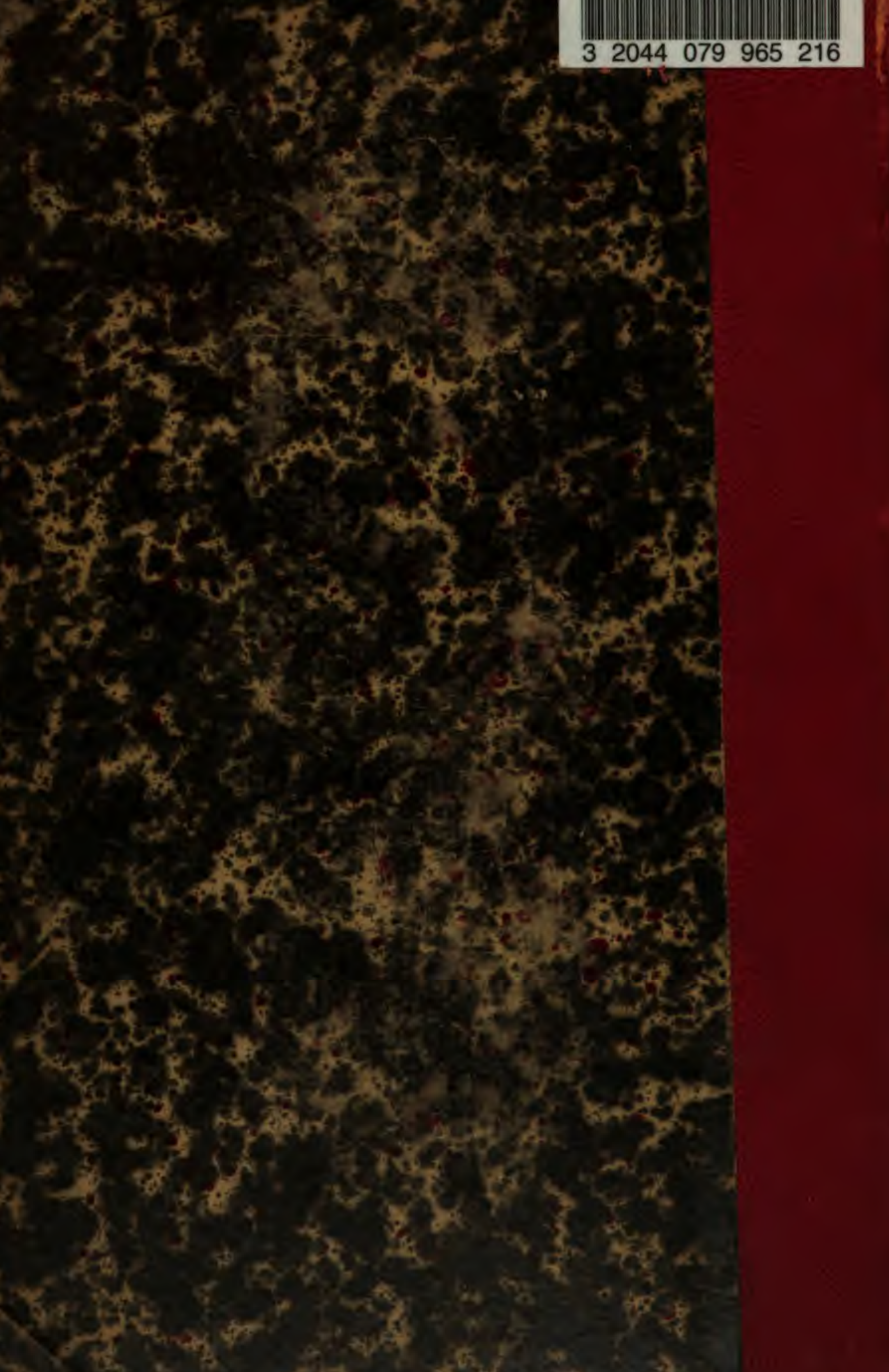
IMPRIMERIE E. BERNARD ET CIE

14, RUE DE LA STATION, 14

UREAUX A PARIS, 29, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS






3 2044 079 965 216